

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

HYDROMOBIL – NÁVRH HYDRAULICKÉ ČÁSTI A PŘEVODU

HYDROMOBIL – DESIGN OF HYDRAULIC PART AND TRANSMISSION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MARTIN MIKULA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. RNDr. Ing. JOSEF NEVRLÝ, CSc.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student (ka): Bc. Martin Mikula

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Konstrukční inženýrství (2301T037)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Hydromobil – návrh hydraulické části a převodu

v anglickém jazyce:

Hydromobil – design of hydraulic part and transmission

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je návrh experimentálního vozidla s hydraulickým pohonem, založeným na systému hydraulické rekuperace kinetické energie. Vozidlo bude využívat energii z hydraulicko-plynového akumulátoru při rozjezdu a pohybu vozidla. Práce musí obsahovat: Návrh a výpočet hydraulického obvodu. Návrh, výpočet a konstrukce zadní pohonné osy. Návrh a konstrukce převodového ústrojí. Konstrukce přečerpávací olejové nádoby a výběr vhodného čerpadla. Rozmístění hydraulických komponentů. Výpočet potřebné síly pro řazení (zpětný chod)

Cíle diplomové práce:

Návrh a sestavení systému rekuperace kinetické energie pro automobily.

Diplomová práce musí obsahovat:

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Formulaci řešeného problému a jeho technickou a vývojovou analýzu
4. Vymezení cílů práce
5. Návrh metodického přístupu k řešení
6. Návrh variant řešení a výběr optimální varianty
7. Konstrukční řešení
8. Závěr (konstrukční, technologický a ekonomický rozbor řešení)

Forma diplomové práce: průvodní zpráva, technická dokumentace, funkční vzorek

Typ práce: konstrukční

Účel práce: pro potřeby průmyslu

Výstup RIV: funkční vzorek

Seznam odborné literatury:

Nepraž F., Nevrlý J., Peňáz V., Třetina K.: Modelování systémů s hydraulickými mechanismy. ISBN 80-214-2187-8. Vydal Bosch Rexroth, s. r. o., Brno, 2002.

Vedoucí diplomové práce: prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 25. 11. 2011

L.S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ANOTACE

Diplomová práce se zabývá návrhem a konstrukcí vozidla, které je poháněno tlakovou kapalinou, kde je systém pohonu založen na mechanicko – hydraulické rekuperaci kinetické energie při brzdění vozidla. Využívá se zde pouze její sekundární část rozjezd vozidla. Část práce se zabývá možnostmi, jak rekuperovat kinetickou energii. Je zde blíže popsána a vysvětlena hydraulická rekuperace a její použití v praxi. V další části je proveden samotný konstrukční návrh hydromobilu, jsou zde nastíněny jednotlivé varianty řešení. Dále je popsána volba hydraulického zapojení, převodu a konstrukce jednotlivých částí vozidla.

KLÍČOVÁ SLOVA

mechanicko–hydraulická rekuperace, HRB, kinetická energie, hydromobil, hydraulicko-pneumatický vakový akumulátor, Bosch Rexroth

ANOTATION

This thesis covers the design and the construction of vehicle, which is powered by pressured fluid. The vehicle has driving system based on mechanical – hydraulic recuperation of kinetic energy during braking of vehicle. Her secondary part is used only by the start of vehicles. The thesis describes possibilities of kinetic energy recovery and in more detail explains kinetic energy recovery with use of hydraulic systems and their practice use. The main part of the thesis contains a design of hydromobil with demonstration of individual options in outline. The selection of the whole hydraulic connection and transmission is described in detail as well as the construction of particular components of the vehicle.

KEYWORDS

mechanical – hydraulic recuperation, HRB, kinetic energy, hydromobil, hydraulic pressure accumulator, Bosch Rexroth

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MIKULA, M. Hydromobil – návrh hydraulické části a převodu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 78 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Hydromobil – návrh hydraulické části a převodu* vypracoval samostatně pod vedením prof. RNDr. Ing. Josefa Nevrleho, CSc. a Ing. Bohumila Barneta (Bosch Rexroth). V seznamu zdrojů jsem uvedl všechny použité literární a odborné zdroje.

V Brně dne 24. května 2012

.....
Bc. Martin Mikula

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval všem, kteří mi byli, jak při tvorbě diplomové práce, tak i v průběhu mého dosavadního studia nápomocni. Zvláště bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce prof. RNDr. Ing. Josefu Nevrlému, CSc. a Ing. Bohumilu Barnetovi z firmy Bosch Rexroth za cenné rady a odborné vedení mé diplomové práce.

OBSAH

| | |
|---|-----------|
| OBSAH | 11 |
| ÚVOD | 13 |
| 1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ | 14 |
| 1.1 Druhy rekuperace | 14 |
| 1.2 Hydrostatická rekuperace | 15 |
| 1.2.1 Sériové zapojení hydrostatické rekuperace | 16 |
| 1.2.2 Paralelní zapojení hydrostatické rekuperace | 19 |
| 1.2.3 Příklady hydrostatické rekuperace aplikované v praxi | 22 |
| 2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA | 24 |
| 3 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE | 25 |
| 4 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ | 26 |
| 4.1 Časový harmonogram | 26 |
| 4.2 Metodika řešení | 26 |
| 5 NÁVRH VARIANT A VÝBĚR OPTIMÁLNÍ VARIANTY | 27 |
| 5.1 První varianta hydromobilu | 27 |
| 5.2 Druhá varianta hydromobilu | 29 |
| 5.3 Konečná varianta řešení | 30 |
| 6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ | 32 |
| 6.1 Hydraulická část hydromobilu | 32 |
| 6.1.1 Schéma hydraulického zapojení | 32 |
| 6.1.2 Tlakování hydromobilu | 35 |
| 6.1.3 Rozjezd hydromobilu | 36 |
| 6.1.4 Volba hydromotoru | 37 |
| 6.1.5 Nominální tlak v obvodu | 38 |
| 6.1.6 Ventilový blok | 40 |
| 6.1.7 Pojistný blok | 40 |
| 6.1.8 Pojistný ventil | 41 |
| 6.1.9 Zubové čerpadlo s motorem | 41 |
| 6.1.10 Držák hydraulických prvků | 41 |
| 6.1.11 Držák hydraulických akumulátorů | 42 |
| 6.1.12 Konstrukce olejové nádrže | 42 |
| 6.2 Rozmístění hydraulických prvků | 43 |
| 6.3 Pohon hydromobilu | 44 |
| 6.4 Návrh řetězového převodu | 45 |
| 6.4.1 Schéma řetězového převodu | 45 |
| 6.4.2 Výpočet rozměrů řetězu | 46 |
| 6.5 Konstrukce zadní osy | 51 |
| 6.5.1 Pravá hnací osa | 51 |
| 6.5.2 Levá hnaná osa | 52 |
| 6.5.3 Kontrolní výpočet zadní osy | 52 |
| 6.6 Předlohová hřídel | 55 |
| 6.6.1 Průběh posouvajících sil a momentů předlohové hřídele | 56 |
| 6.7 Upevnění hydromotoru | 61 |
| 6.8 Napínání řetězů | 61 |
| 6.9 Řazení zpětného chodu | 62 |
| 6.10 Výroba hydromobilu | 63 |

| | | |
|-----------|--|-----------|
| 6.10.1 | Výroba spodního rámu | 63 |
| 6.10.2 | Výroba v Bosch Rexroth | 64 |
| 6.10.3 | Konstrukce karoserie | 65 |
| 6.11 | Zkušební jízdy | 66 |
| 6.12 | Vozidlo připravené na veletrh | 67 |
| 7 | ZÁVĚR | 68 |
| 7.1 | Rozbor práce | 68 |
| 7.2 | Zhodnocení projektu | 68 |
| 7.3 | Návrh úprav do budoucna | 68 |
| 8 | SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ | 70 |
| 9 | SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ | 72 |
| 10 | SEZNAM TABULEK | 74 |
| 11 | SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN | 75 |
| 12 | SEZNAM PŘÍLOH | 76 |

ÚVOD

Automobilový průmysl se v posledních desetiletích značně rozrostl. Spolu se zvyšující se životní úrovní stoupá i počet osobních a nákladních automobilů. Vlastnit vozidlo je trendem dnešní doby. Tím značně stoupá spotřeba fosilních paliv, které jsou pro pohon, v současné době, stále nejvýhodnější. Dochází tím k jejich postupnému globálnímu vyčerpávání. Vlivem provozu automobilů jsou do ovzduší vypouštěny nebezpečné škodliviny, které mají neblahý vliv na životní prostředí a na zdraví obyvatel. V důsledku rostoucí spotřeby a zrychlujícímu se tempu vyčerpávání fosilních paliv roste i jejich cena, což má za následek zdražování dopravy.

Moderní trend vývoje automobilové dopravy vede výrobce automobilů nejen k hledání nových paliv pro pohon automobilů, ale především k lepšímu využití těch stávajících. Dochází ke snižování spotřeby paliva při zachování stejného výkonu motoru. Zpříisňují se emisní normy pro vypouštění škodlivin do ovzduší, což vede k vyvíjení motorů s lepším řízením procesu spalování.

Další z možností úspory paliva je právě rekuperace kinetické energie pohybu vozidla. Tuto energii je možné ušetřit například při brzdění vozidla. Způsobů, jak tuto energii převádět a uchovávat, je hned několik. Například v podobě elektrické energie v bateriích, dále pak v podobě mechanické, roztočením setrvačníku, nebo v podobě tlakové energie v hydraulicko-pneumatických vakových akumulátorech a právě touto posledně jmenovanou metodou se zabývá tato diplomová práce.

V diplomové práci je řešena otázka hydrostatické rekuperace kinetické energie při brzdění vozidla. V první části jsou nastíněny možnosti, jak tuto energii uchovávat a využívat a druhá část se zabývá vývojem hydromobilu. Toto vozidlo prezentuje funkční zapojení hydraulických prvků, které má za úkol přiblížit způsob sestavení hydraulického obvodu při hydropneumatické rekuperaci.

Vozidlo bylo vyvíjeno s podporou firmy Bosch Rexroth, od které myšlenka této konstrukce (hydromobilu) pochází.



Obr. 1 Hydromobil

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Souběžně s vývojem účinnějších spalovacích motorů s co nejmenší spotřebou paliva se rozvíjí i snaha o možné využití energie již vozidlu udělené. Při řešení této otázky se zkoumají možnosti, jak efektivně využít tuto energii (kinetickou energii vozidla), která se v brzdách mění na teplo a odchází do okolí, na zpětně využitelnou energii - například při akceleraci nebo rozjezdu vozidla.

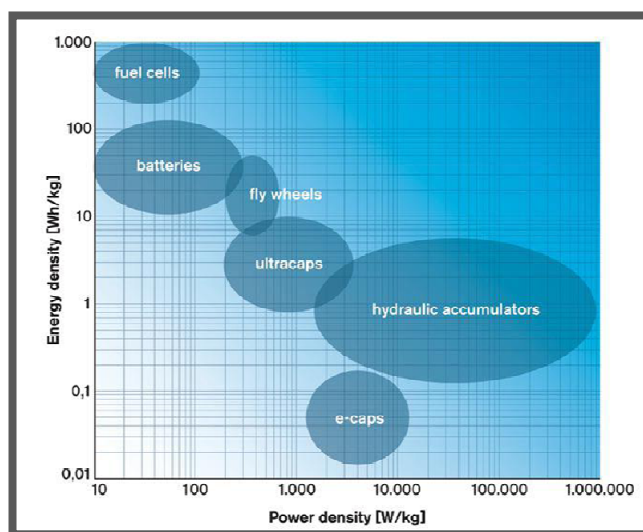
Toto zpětné využití energie, neboli „rekuperace“, je známé již od raných dob vývoje automobilů. Původní popud této myšlenky nebyl dán za účelem úspory paliva, ale snahou o zvýšení akcelerace tehdejších vozidel se slabými spalovacími motory. Prvním sestrojeným hybridem s využitím rekuperace byl hybridní benzín-elektrický vůz B. Enze v roce 1897.

S dalším vývojem silnějších spalovacích motorů původní záměr vymizel a rekuperace kinetické energie zůstala opomíjenou až do sedmdesátých let 20. století. V této době se naskytá nové využití rekuperace v oblasti úspory paliva a s tím spojená snaha o snížení množství škodlivin, které se při spalování vypouštějí do ovzduší. Neustále rostoucí ceny pohonných hmot a zpřísnující se emisní normy ukazují na využití rekuperace jak v osobních vozech, tak především v prostředcích hromadné a nákladní dopravy [1].

1.1 Druhy rekuperace

V současné době rozlišujeme pět možností rekuperace. Rozlišuje se podle způsobů uchovávání naakumulované energie na:

- elektrickou
- mechanickou
- elektricko – mechanickou
- hydrostatickou - s paralelním zapojením
- se sériovým zapojením



Obr. 2 Rozdělení akumulátorů dle hustoty energie a výkonu [2]

Každá z uvedených metod se vyznačuje rozdílnými charakteristickými vlastnostmi, které vymezují vhodnost a různé způsoby použití. Z grafu (obr. 2) lze vidět posouzení vhodnosti a využití jednotlivých metod. Akumulátory jsou zde rozděleny podle toho, jak velké množství energie jsou schopny za daný časový úsek uchovat. Například metoda využívající elektrické baterie (batteries) je vhodná spíše pro lehká osobní vozidla, která jsou schopna naakumulovat pouze malé množství energie, ale čas, po který se bude tato energie využívat, bude relativně dlouhý. Na rozdíl od těžkých vozidel (například popelářské vozy nebo vozy hromadné dopravy), která jsou schopna naakumulovat velké množství energie v krátkém časovém horizontu, je vhodnější použít metodu využívající tlakové zásobníky (hydraulic accumulators) [3]. Práce se zabývá právě hydrostatickou rekuperací, která k uchování kinetické energie využívá hydraulicko-pneumatické vakové akumulátory (dále jen hydraulické akumulátory) a touto metodou se budeme dále zabývat.

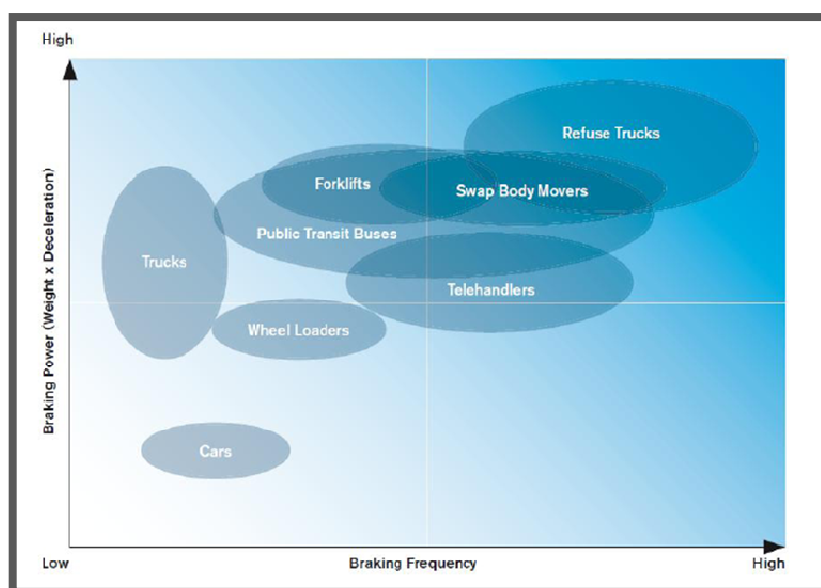
1.2 Hydrostatická rekuperace

1.2

Hydrostatická rekuperace brzděním (Hydraulic recuperation braking).

Hydraulické systémy se běžně využívají jak pro pracovní funkci, tak i pro pohon ve stavebních i komerčních vozech. Rekuperační systém s hydraulickým akumulátorem umožňuje opětovně využít energii, která je u běžného vozidla ztracena. Tato energie slouží k překlenutí otáček s nízkou účinností a vysokými emisemi. Například při rozjezdu vozidla, kdy jsme schopni tímto systémem krátkodobě zvýšit výkon motoru.

Jednou z hlavních aplikací pro uplatnění hydrostatické rekuperace kinetické energie je zejména častá změna hybnosti, například u vozidel je to jízda „brzda – plyn“ (např. městský autobus, popelářský vůz). Dále to pak mohou být stroje s častým zvedáním a spouštěním hmotnosti, jako jsou vysokozdvíže vozíky, stavební stroje – bagry, válce.



Obr. 3 Rozdělení akumulátorů dle hustoty energie a výkonu [2]

Graf (obr. 3) ukazuje, že přestavba na hydrostatický regenerativní systém (HRB*) se, za předpokladu nejlepší finanční návratnosti, vyplácí zejména pro těžká vozidla a mobilní pracovní stroje, které mají velkou spotřebu paliva a vysokou frekvenci rozjezdů. Hlavními firmami, které se touto problematikou zabývají, jsou: Bosch Rexroth, Eaton a Parker[3]. Práce bude zaměřena především na používané metody firmy Bosch Rexroth, která v současné době rozeznává dva základní typy zapojení hydrostatické rekuperace do obvodu. Systémy se sériovým a paralelním zapojením hydraulického obvodu. Jejich hlavním rozdílem je způsob přenosu výkonu z hnací jednotky (nejčastěji spalovacího motoru) na poháněnou osu vozidla.

1.2.1 Sériové zapojení hydrostatické rekuperace

V této metodě se do hydrostatického okruhu, který již vozidlo využívá (například k rozjezdu nebo zvedání ramene), zapojí ventilový blok. Na tento ventilový blok se napojí vysokotlaký hydraulicko-pneumatický vakový akumulátor a nízkotlaký akumulátor. Mezi nízkotlakým a vysokotlakým akumulátorem probíhá výměna oleje při brzdění nebo zrychlení vozidla. Ve vysokotlakém akumulátoru se hromadí tlakový olej o tlaku až 300 bar*. Nízkotlaký akumulátor slouží k hromadění zásob oleje a udržování minimálního tlaku v hydrostatickém okruhu, čímž zabráňuje kavitaci. Dále je v okruhu hydrogenerátor (čerpadlo), který je spojen s hnacím agregátem (např. spalovacím motorem) a hydropneumatický převodník. Tento hydropneumatický převodník dokáže pracovat ve dvou režimech. Nejdříve jako hydromotor, který rozjíždí vozidlo a vyvíjí krouticí moment (např. na kola vozidla). Dále pak při brzdění nebo sklápění ramene jako hydrogenerátor, který pomáhá brzdit vozidlo, přičemž zároveň akumuluje kinetickou energii ve formě tlakové (čerpá tlakový olej) do vysokotlakého hydraulického akumulátoru. Správné fungování a co nejefektivnější využití energie v celém systému zařizuje řada snímačů a řídicí jednotka, která jednotlivé signály ze snímačů a od obsluhy stroje vyhodnocuje [7].



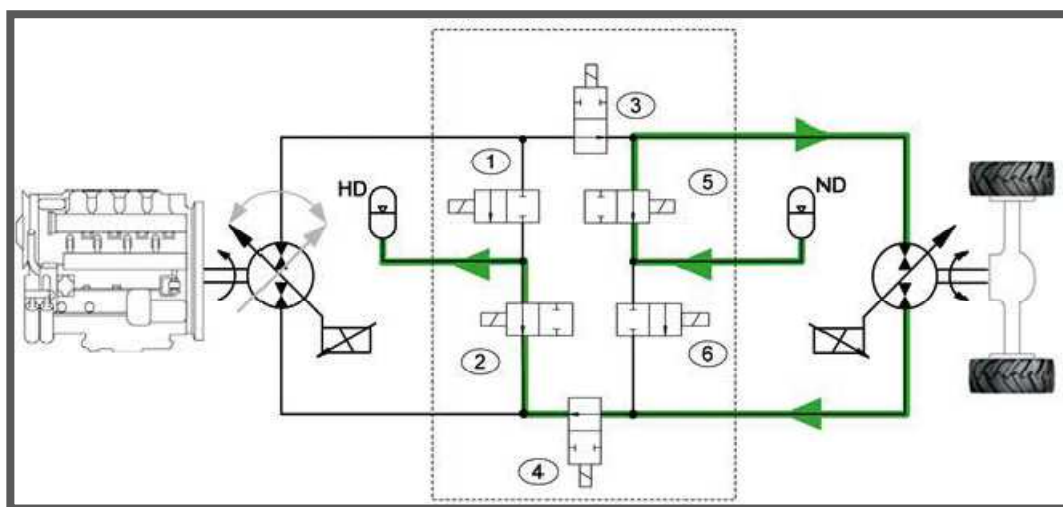
Obr. 4 Prvky sériového zapojení HRB [7]

*) HRB je firemní označení jednoho ze způsobů zapojení hydrostatické rekuperace používající firmou Bosch Rexroth.

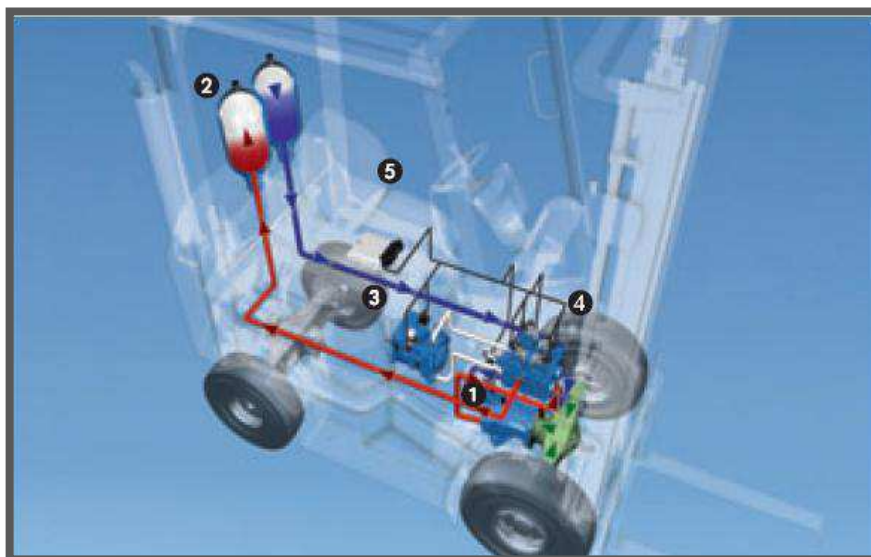
*) V této práci se pro vyjádření tlaku používá jednotka bar – tato jednotka je ve sponzorské firmě Bosch Rexroth běžně používána (1 bar = 100 000 Pa).

1.2.1.1 Tlakování akumulátoru

Během brzdění hnací motor pracuje v generátorovém režimu jako čerpadlo a převádí tak kinetickou energii na hydraulickou, přičemž plní (tlakuje) vysokotlaký akumulátor (HD) tlakovým olejem. Hnací motor v tomto režimu vytváří značný odpor, který se přenáší na hnanou nápravu, čímž v ní vytváří potřebný brzdný moment. V této části procesu je, pomocí elektromagnetických ventilů, otevřena cesta pro proudění oleje mezi nízkotlakým (ND) a vysokotlakým akumulátorem (HD). Vysokotlaká větev, mezi hydrogenerátorem od spalovacího motoru a hydromotorem, je uzavřena. Ve schématu jsou otevřeny ventily 2, 4, a 5 (obr. 5).



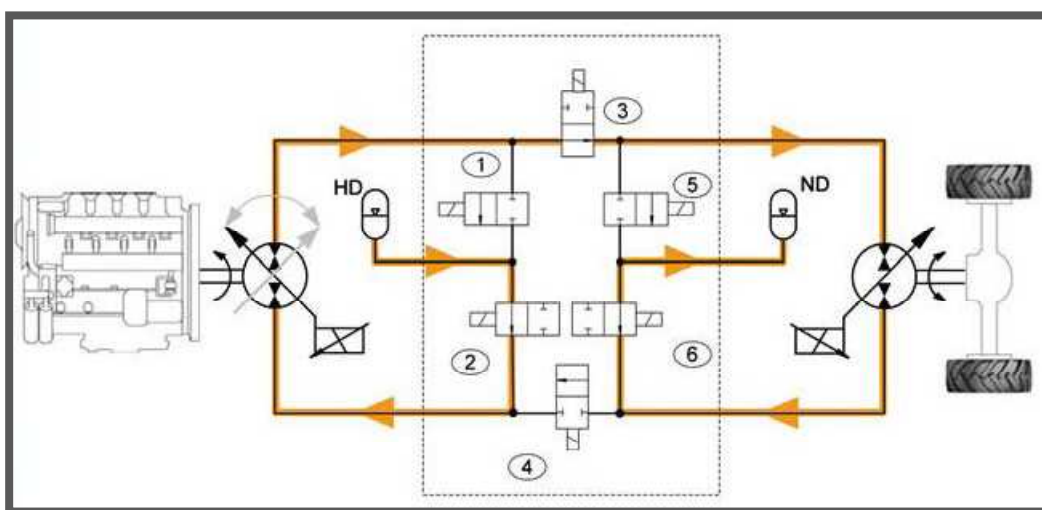
Obr. 5 Schéma tlakování akumulátorů při sériovém zapojení [5]



Obr. 6 Brzdění u vysokozdvížného vozíku při sériovém zapojení HRB [7]

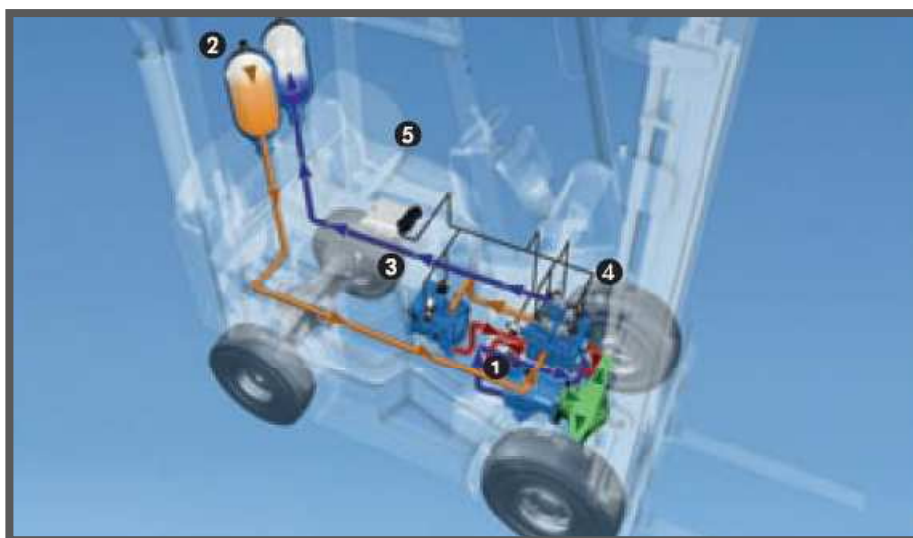
1.2.1.2 Využívání tlakové energie

Při rozjezdu vozidla se - pomocí elektromagnetických ventilů - mění trasa tlakového oleje, z vysokotlakého akumulátoru na vstupu do čerpadla u spalovacího motoru. Tímto postupem se značně sníží tlakový rozdíl, na vstupu a výstupu čerpadla, čímž dojde k poklesu potřebného příkonu čerpadla a odlehčí se spalovacímu motoru. Tento motor vyvíjí menší výkon, což má za následek značné snížení spotřeby paliva. V této fázi se hydropneumatický převodník přepne z generátorového režimu na režim hydromotoru a přes převodové ústrojí rozjíždí vozidlo. Na schématu (obr. 7) je znázorněno využívání tlakové energie z vysokotlakého akumulátoru při rozjezdu vozidla. V této fázi jsou uzavřeny elektromagnetické ventily 1, 5 ve vysokotlaké a 4 v nízkotlaké větvi hydromotor – hydrogenerátor.



Obr. 7 Schéma využívání tlakové energie [5]

Dole na obrázku je rozjezd představen na vysoko zdvižném vozíku. Oranžová větev znázorňuje tlakový olej z vysokotlakého akumulátoru, který je hnán do čerpadla. Červená větev je vysokotlaká část mezi čerpadlem a hydromotorem. Modrou větví se odvádí tlakový olej do nízkotlakého akumulátoru.



Obr. 8 Rozjezd u vysoko zdvižného vozíku u sériového zapojení HRB [7]

1.2.2 Paralelní zapojení hydrostatické rekuperace

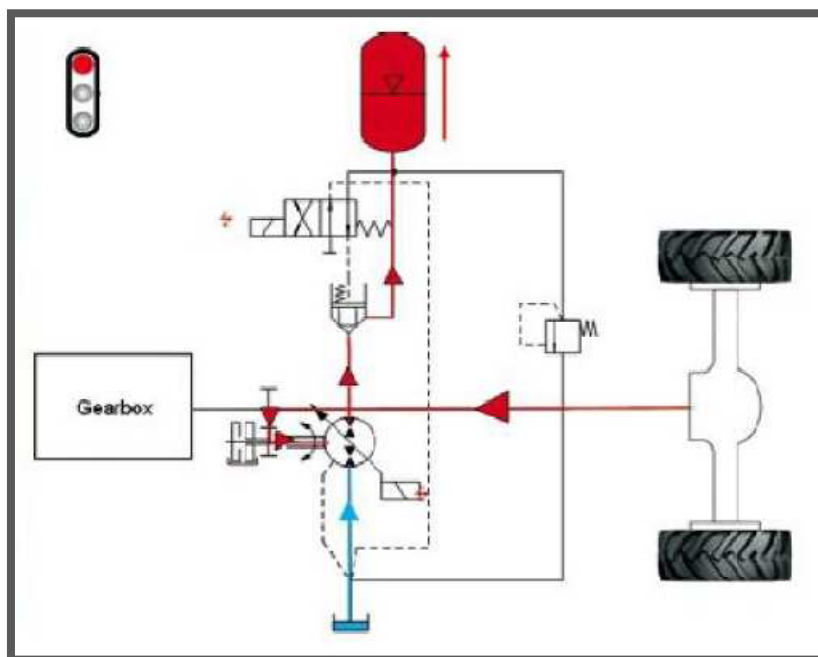
U vozidel, ve kterých je hnacím agregátem např. spalovací motor, mechanicky přímo spojený s hnací nápravou, se nejčastěji používá paralelní zapojení hydrostatické rekuperace. Paralelní zapojení funguje na podobném principu jako sériový způsob. S tím rozdílem, že je systém hydrostatické rekuperace zapojen tak, že netvoří přímé vedení hnací energie. Toto zapojení je přídatným zařízením k mechanickému pohonu. Rekuperace u tohoto vozidla je prováděna pomocí hydrostatického převodníku HG/HM (hydrogenerátor / hydromotor). Jedná se o axiální pístovou jednotku s převodovkou pro střídavý provoz čerpadla a motoru, který je mechanicky spojen s převodovým ústrojím mezi hnacím agregátem a hnanou nápravou vozidla. Dále se do vozidla instaluje hydraulicko-pneumatický vakový akumulátor, olejová nádrž, ventilový řídicí blok, řídicí jednotka a snímače (viz obr. 9). Toto zapojení lze použít např. pro vozidla na svoz komunálního odpadu, městské a školní autobusy, silniční válce, atd. V důsledku modulárního charakteru systému lze paralelní způsob hydrostatické rekuperace instalovat do běžného nákladního automobilu. Tento způsob je použitelný i pro dodatečnou montáž do již stávajícího vozidla [3].



Obr. 9 Komponenty pro paralelní zapojení HRB [2]

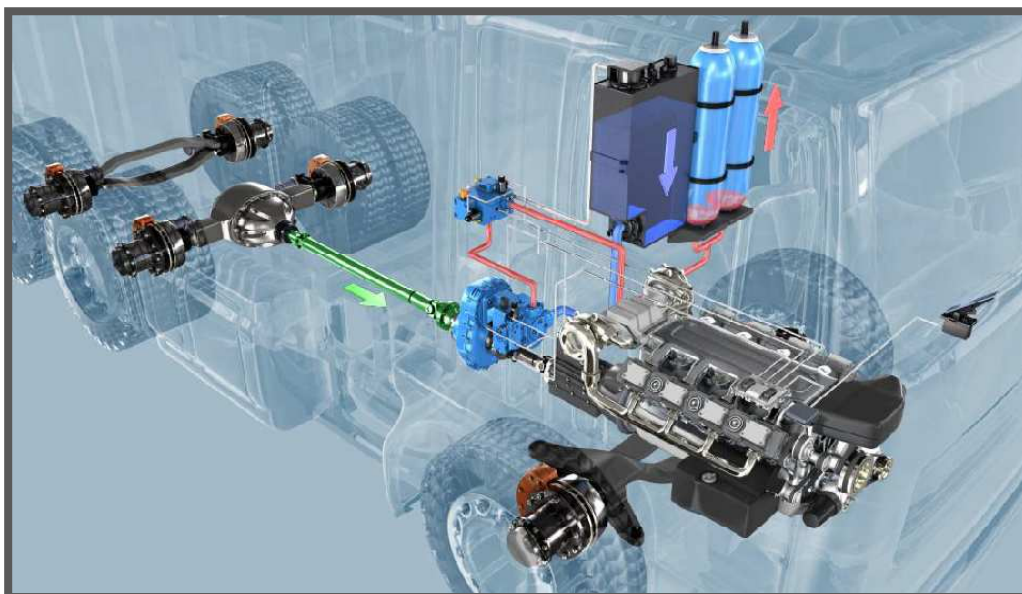
1.2.2.1 Princip transformace kinetické energie na tlakovou

Při brzdění převádí axiální pístová jednotka kinetickou energii na hydraulickou. Jednotka zde funguje jako čerpadlo, pomocí kterého je čerpán hydraulický olej do tlakového zásobníku. Pokud je akumulátor již naplněn, vozidlo je dobrzděno mechanickými brzdami. Proces je řízen řídicí jednotkou, ventilovým blokem a senzory. Vše je znázorněno ve schématu (obr. 10).



Obr. 10 Schéma tlakování při paralelním zapojení HRB [6]

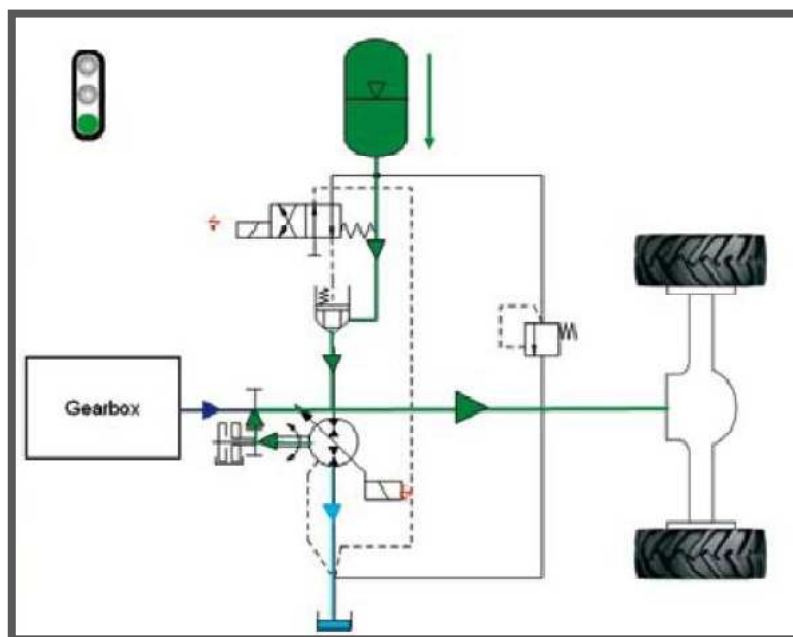
Na obr. č. 11 je paralelní zapojení HRB na popelářském voze při převádění kinetické energie na tlakovou.



Obr. 11 Tlakování akumulátoru při brzdění u popelářského vozu při paralelním zapojení HRB [4]

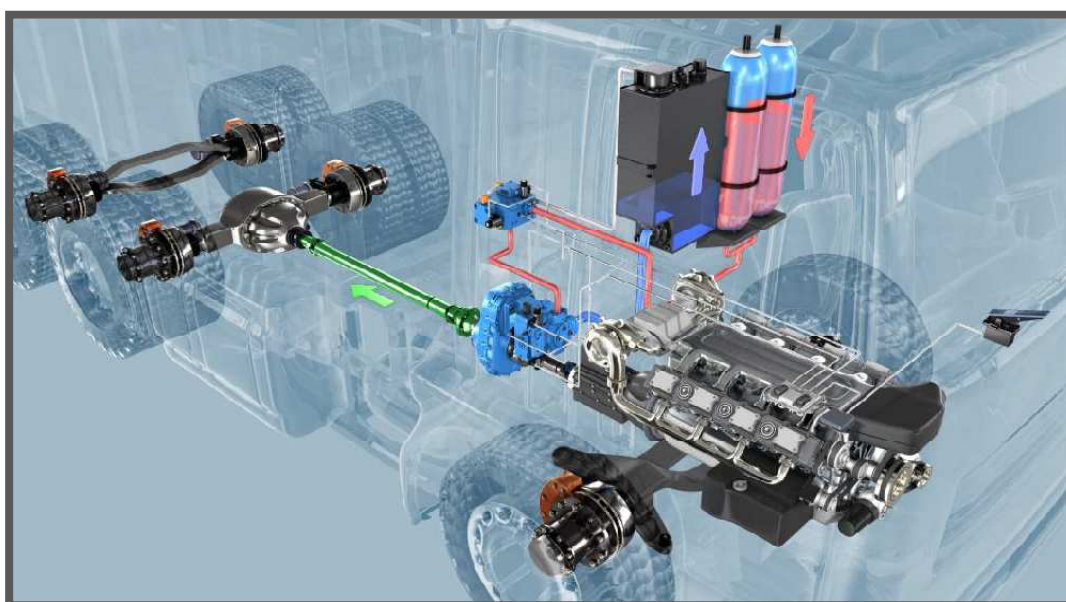
1.2.2.2 Princip transformace kinetické energie při akceleraci vozidla

Při zrychlování vozidla je pomocí hydraulického tlakového oleje, který je uchován pod tlakem v akumulátoru, poháněna axiální pístová jednotka, která pak funguje jako motor a předává svůj výkon do mechanické hnací větve. Tím je odlehčeno spalovacímu motoru, u kterého se snižuje spotřeba pohonných hmot. Do okruhu je možné zapojit nízkotlaký akumulátor, který plní stejnou funkci jako u sériového zapojení. Znázornění schematického zapojení při rozjezdu je na obr. 12.



Obr. 12 Schéma rozjezdu při paralelním zapojení HRB [6]

Na spodním obrázku je paralelní zapojení HRB na popelářském voze, využívající tlakové energie při rozjezdu vozidla.



Obr. 13 Využití tlakové energie při rozjezdu u popelářského vozu při paralelním zapojení HRB [4]

1.2.3 Příklady hydrostatické rekuperace aplikované v praxi

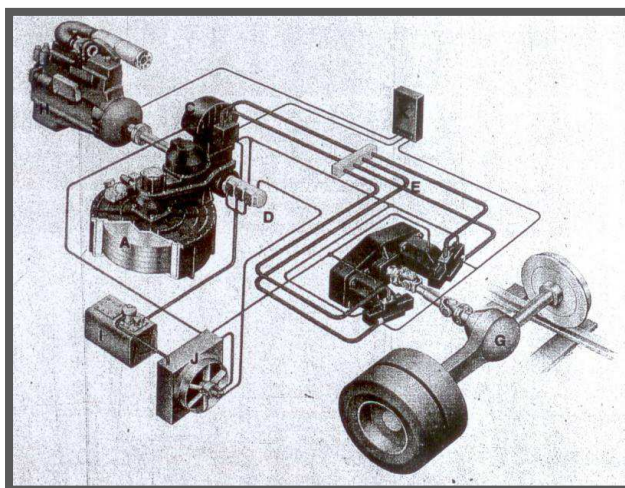
1.2.3.1 Výzkum rekuperačních systémů na autobusu Volvo B10R

Touto problematikou se zabýval ve svém článku SCOTT D., r 1984. Volvo, ve spolupráci s Bus Corporation v Göteborgu, pracovalo se na dvou prototypech rekuperačních systémů. Jeden se setrvačníkem a druhý s hydraulickými akumulátory. Rekuperační systémy byly montovány do autobusů Volvo B10R (obr. 14) [8].



Obr. 14 Upravovaný autobus Volvo B10R [9]

U prvního prototypu se setrvačníkem (obr. 15) bylo dosaženo až 25% úspory paliva. Systém obsahoval setrvačník složený z pěti kotoučů o průměru 300 mm a celkové váze 330 kg.



Obr. 15 Rekuperace se setrvačníkem [8]

Z klidového stavu byl setrvačník roztočen dieselmotorem o výkonu 105 kW na cca 10 000 ot/min, což představovalo výkon zhruba 125 kW o celkové energii 2,3 kWh. V převedení na městský autobus by to znamenalo ujetí vzdálenosti zhruba

1,2 km se třemi zastávkami. Přenos energie ze setrvačnicku zajišťovala hydraulická soustava, využívající jednotku HG/HM s naklápečí deskou, která zároveň sloužila i jako proměnná hydrostatická převodovka.

V druhém případě, při použití hydraulických akumulátorů, se jednalo o paralelní zapojení hydrostatické rekuperace (viz kapitola výše). Kapacita akumulátorů, při tlaku 35 MPa, byla v podstatě nižší než u setrvačnicku, jednalo se o 0,4 kW. Tato energie stačila na ujetí 400 m s jednou zastávkou, což ale neznamenal zhoršení snížení spotřeby paliva, tato energie se ukládala především na zastávkách, aniž by se mařila v brzdách vozidla.

V obou případech hybridních vozidel spočíval jejich potenciál v úspoře paliva. U setrvačnicku tomu bylo až 30% a u hydraulického akumulátoru až o 35% nižší spotřeba paliva než při jízdě bez těchto systémů [1], [8].

1.2.3.2 Úprava třiceti vozidel na svoz komunálního odpadu

1.2.3.2

Tuto úpravu provedla firma Bosch Rexroth na vozidlech Halley Umweltsysteme s podvozkem Mercedes-Benz Actros. Hmotnost těchto vozidel je v nezátíženém stavu 16 t a v případě plně naloženého až 26 t. Dodávka obsahovala 20 vozidel do Berlína a 10 do New Yorku, kde fungují v běžném provozu a podrobují se dalším testům a pokusům. Na každém vozidle jsou umístěny 2 tlakové vakové akumulátory. Každý o objemu 32 l, maximálním tlaku 325 bar a s maximální kapacitou 550 kJ. Při využívání naakumulované energie dokáže hydromotor vyvinout výkon až 233 kW a točivý moment 1113 Nm. Celková hmotnost instalace HRB je 500 kg. Při testech v Berlíně bylo zjištěno, že optimální vzdálenost mezi zastávkami je 100 m. V takovém případě se dosahuje úspora paliva až 25% v běžném provozu. Což představuje při 1820 odpracovaných hodinách za rok úsporu zhruba 4095 l paliva. Přepočteno na Kč, (při ceně 35,- Kč,- za litr nafty) je úspora 143 325,- Kč,- za rok. Za zmínku také stojí nezanedbatelné snížení opotřebení brzdového obložení až o 50%, což má za následek snížení prašnosti kolem silnic [10].



Obr. 16 Automobil na svoz komunálního odpadu Mercedes Actros [11]

2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA

Cílem projektu bylo navrhnout a zkonstruovat prototyp vozidla (hydromobilu), které bude poháněno tlakovou kapalinou z hydraulických akumulátorů. Termín dokončení vozidla byl stanoven na den 3. 10. 2011, kdy začíná Mezinárodní strojírenský veletrh v Brně. Hydromobil zde sloužil jako reklamní vozidlo, na němž se prezentováno funkční hydraulické zapojení, používané při hydrostatické rekuperaci kinetické energie, za účelem úspory paliva. Použité hydraulické prvky byly dodány firmou Bosch Rexroth. Vozidlo zde prezentovalo pouze část, kdy je využívána naakumulovaná energie k rozjezdu vozidla. Zde nedocházelo k ukládání energie při brzdění z toho důvodu, že vozidlo nedosahovalo dostatečně velké hmotnosti a rychlosti, kdy by bylo možné uchovat dostatečné množství energie, která by se následně použila při rozjezdu. Tento problém byl vyřešen pomocí přídavného elektromotoru s hydraulickým čerpadlem, kterým se plnily vakové zásobníky a vyřešila se tak první část - ukládání paliva.

Ovládání hydromobilu bylo řešeno rádiovým (RC) dálkovým řízením. Tudíž bylo nutné opatřit jednotlivé mechanické prvky (řízení, brzd a řazení) odpovídajícími elektrickými servopohony. V hydraulickém převodu byly instalovány elektricky ovládané řídicí a pojistné ventily. Komunikaci, mezi jednotlivými ovládacími prvky a řízením (vysílačkou), zajišťovala řídicí jednotka umístěná na vozidle. Vozidlo bylo ovládáno pomocí RC vysílačky.

Na projektu jsem spolupracoval s Bc. Michalem Stodolákem, jehož úkolem bylo navržení konstrukční části. Zhotovení 3D modelu rámu vozidla a řešení dalších konstrukčních částí (např. řízení, brzdového systému, volba jednotlivých servopohonů a jejich výpočtů a zapojení).

Návrh hydraulického zapojení a převodové části je řešen v této diplomové práci. Hlavní důraz byl kladen na výpočet potřebného krouticího momentu na hydromobilu pro rozjezd vozidla a na správné rozložení sil v převodové části.

Rám karosérie byl vyroben ve spolupráci s Ing. Ivem Magálem, který zhotovil kapotáž z PVC desek na námi navrhnutou kostru karosérie. Opatřil ji nástřikem a polepy.

3 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

3

Hlavním cílem práce byl návrh experimentálního vozidla s hydraulickým pohonem, založeným na systému mechanicko-hydraulické rekuperace kinetické energie. Vozidlo využívalo energii z hydraulicko-plynového vakového akumulátoru při rozjezdu a pohybu vozidla.

Dílčí cíle práce:

- návrh a výpočet hydraulického obvodu
- výpočet a konstrukce zadní pohonné osy
- návrh a konstrukce převodového ústrojí
- konstrukce přečerpávací olejové nádrže a výběr vhodného čerpadla
- rozmístění hydraulických komponentů
- určení potřebné síly pro řazení (zpětný chod)

4 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

4.1 Časový harmonogram

Z důvodu omezeného časového intervalu pro zvládnutí zkonstruování hydromobilu, který je hraniční pro strojírenský veletrh konaný 3. 10. 2011, byl vytvořen následující časový harmonogram:

- 1. 3. návrh systému pohonu a základních parametrů vozidla
- 16. 5 . volba vybrané varianty hydromobilu
- 10. 6. dokumentace k rámu svarku, 3D model
- 13. 6 . zahájení nákupu materiálu a komponentů podvozku
- 1. 7. svařený rám hydromobilu, designové návrhy karoserie
- 8. 7. rám připravený na montáž komponentů podvozku
- 29. 7. dokončená montáž podvozku a zahájení montáže servopohonů
- 19. 8. výroba karoserie, testy servopohonů
- 5. 9. zkompletovaný hydromobil schopen provozu, testy
- 22. 9. 100% stav vozidla připraveného na veletrh
- 3. 10. veletrh Death-line

4.2 Metodika řešení

- konstrukční návrh vozidla prováděn v 3D programu Autocad Inventor 2012
- výpočty řešeny numericky s pomocí programu Microsoft Excel 2007
- psaní práce v Microsoft Wordu 2007

Postup konstrukčního řešení a jednotlivých výpočtů byl dle následujícího harmonogramu:

- volba varianty řešení hydromobilu
- schéma hydraulického obvodu a jednotlivých hydraulických komponentů
- stanovení krouticího momentu hnaného kola z potřebné hnací síly vozu
- volba hydromotoru a celkového převodového poměru pohonné osy
- návrh a výpočet pohonných os
- návrh a výpočet řetězového převodu
- konstrukce olejové nádrže a volba potřebného čerpadla
- rozmístění hydraulických komponentů ve voze
- způsob a síla při řazení zpětného chodu

5 NÁVRH VARIANT A VÝBĚR OPTIMÁLNÍ VARIANTY

5

5.1 První varianta hydromobilu

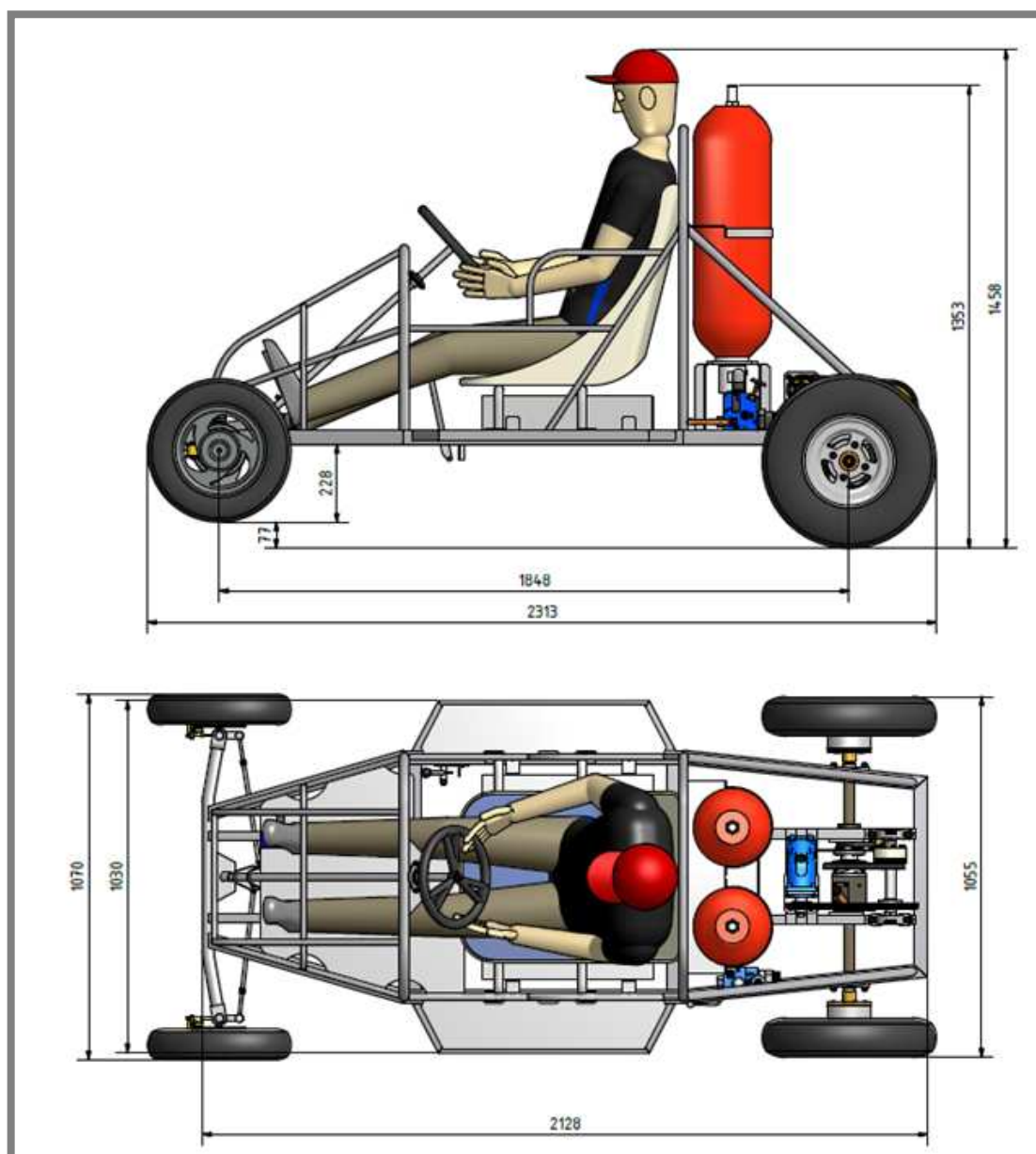
5.1

U prvních návrhů hydromobilu bylo počítáno s tím, že ve voze bude sedět řidič, který ho bude ovládat. Dobíjení akumulátorů mělo být prováděno pomocí separátního agregátu, který bude umístěn mimo vozidlo. Jednalo by se o čerpací stanici, ve které by byl zásobník oleje a hydročerpadla s elektromotorem. K této stanici by se vždy přijelo, propojila by se s hydromobilem a začalo by dobíjení hydraulických akumulátorů vozidla. Propojení by bylo řešeno pomocí hydraulických hadic s hydraulickými rychlospojky. Na základě tohoto řešení vznikla první varianta (obr. 17). Jednalo se o variantu pro jednoho řidiče. Umístění dvou hydraulických akumulátorů bylo orientováno vertikálně za sedadlem. Odpadní nádrž byla řešena pod sedadlem řidiče. V tomto řešení se počítalo s umístěním řídicích ventilů v přední části na podlaze, jako pedály pro řízení. Brzdy byly voleny hydraulické, které se běžně používají u čtyřkolek. Zvolená zadní pohonná osa byla volena sériově vyráběná, používaná například u čtyřkolky Ikarus 150 [13]. Jednalo se o zadní osu, jejíž součástí byla i převodovka, pro zařazení zpětného chodu. Na převodovce byl již upevněn brzdový kotouč pro hydraulické brzdy. Přední kola byla volena ze skútru Kingway o velikosti 10'' a zadní ze čtyřkolky. Mezi hlavní nevýhody této varianty patřilo především vysoko umístěné těžiště vozidla, které bylo dáno vertikálně umístěnými hydraulickými akumulátory. Dále pak pohonná osa byla průběžně spojená jedním hřídelem. Což způsobovalo, že obě kola zabíraly zároveň, čímž by se velice ztížilo zatáčení (vhodnější by bylo použití diferenciálu se samostatně hnanými nápravami).



Obr. 17 První varianta s jezdcem

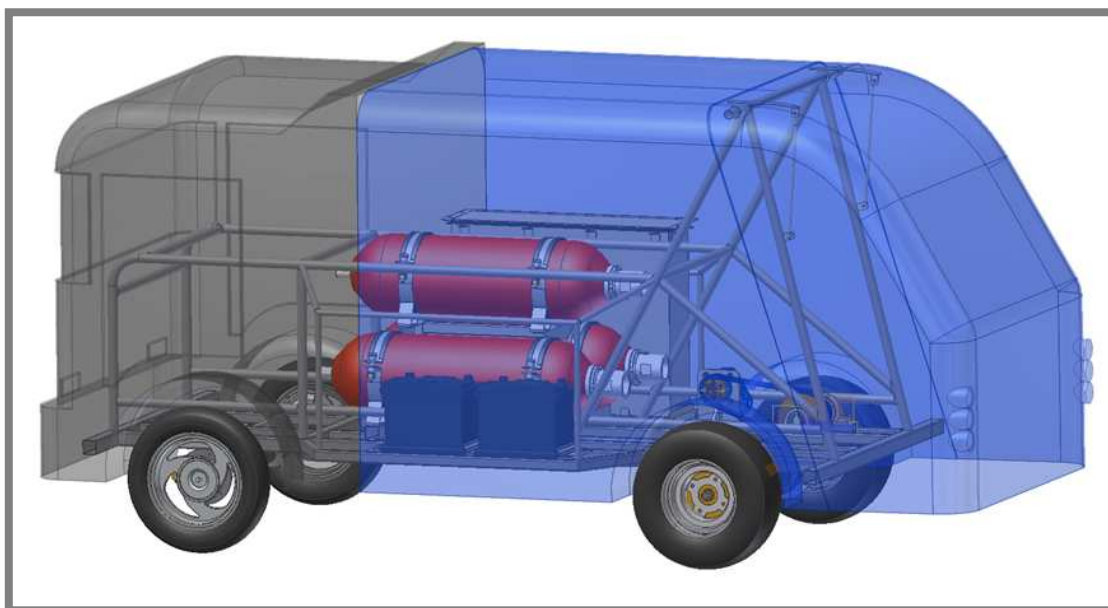
Při zadávání práce byly firmou Bosch Rexroth zadány maximální rozměry, které by mělo vozidlo splňovat a ze kterých návrh vycházel. Maximální délka by neměla překročit 2,5 m, šířka a výška 1,5 m. Při návrhu by měl být kladen důraz o dosažení co nejvyššího dojezdu vozidla. Na obrázku č. 18 je znázorněna první varianta se základními rozměry.



Obr. 18 Hlavní rozměry první varianty

5.2 Druhá varianta hydromobilu

Na žádost firmy Bosch Rexroth byla druhá varianta pozměněna na základě upraveného zadání. V tomto návrhu byla vytvořena nová koncepce vozu. Jednalo se o vozidlo, které by bylo řízeno pomocí (RC) rádiového signálu přes vysílačku (obr. 19). Nebyl by zde již jezdec (řidič ve voze). Vzhled připomínal koncepci popelářského vozu. U tohoto vozidla bylo zapotřebí, oproti první variantě, pozměnit způsob ovládání. Pedály a volant z první varianty zde nahradily digitálně řízené servopohony. Mechanicky řízené ventily byly nahrazeny elektromagneticky řízenými ventily. Jako zdroj elektrické energie byly zvoleny dvě 12 V autobaterie sériově zapojené, které společně dodávají 24 V. Jednalo se již o vozidlo s kapotáží, které mělo zadní část odklopnou, aby bylo možné nahlédnout dovnitř vozu. Byly zde



Obr. 19 Varianta druhá bez jezdce s rádiovým řízením

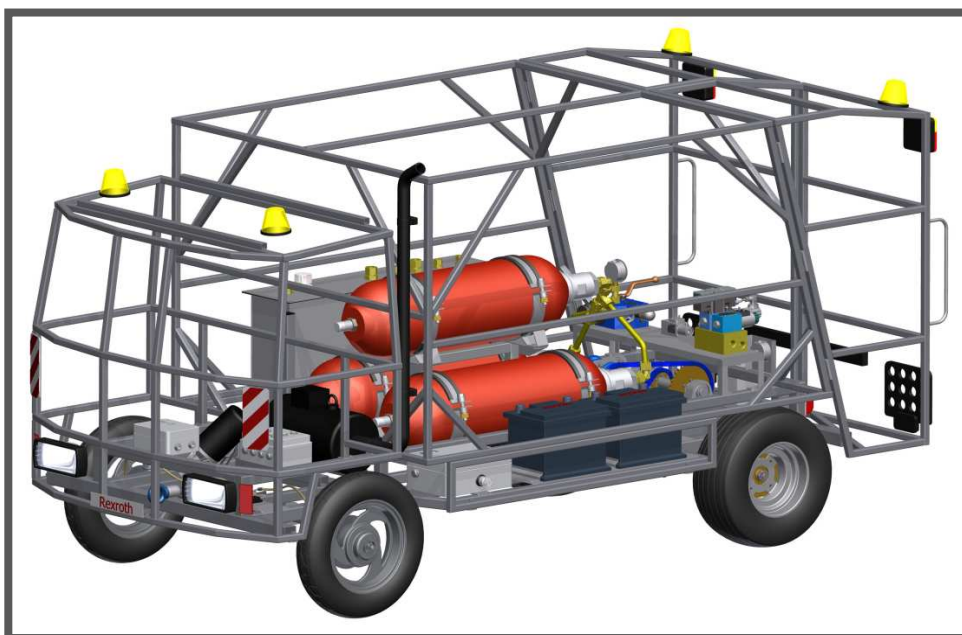
použity tři hydraulické akumulátory, umístěné horizontálně v rozložení dva dole a jeden nahoře. Každý o objemu 20 l. Při rozložení hmotnosti byly autobaterie umístěny na jedné straně a olejová nádrž na straně druhé. Hnací osa byla volena stejná jako u první varianty, ale byly na ní provedeny úpravy. Byla rozdělena tak, aby bylo poháněno pouze jedno kolo. Druhé kolo bylo upevněno volně na zbytku osy, která byla nastavena a uchycena v ložiskách. Tato úprava zajistila lepší možnosti zatáčení, méně by se opotřebovávaly pneumatiky a umožňovalo to rozšířit celé vozidlo. Původní osa měla pouze 800 mm a bylo by nutno použít rozšiřovacích podložek pod koly. Brzdy byly voleny hydraulické, z první varianty. Přední řízení bylo použito z automobilu Škoda favorit. Jednalo se o hřebenové řízení, které bylo pouze zkráceno a upraveno pro naše využití. Zadní pneumatiky ze čtyřkolky se ukázaly jako nevyhovující z toho důvodu, že byly vyráběny v jiných než potřebných rozměrových velikostech s vysokým valivým odporem. Proto byly nahrazeny koly od firmy VDZ s. r. o. [12], zabývající se výrobou kol na malé zahradní traktory.

5.3 Konečná varianta řešení

Toto řešení z velké části vycházelo z druhé varianty. Byla zde vhodněji volena kapotáž vozu po stránce výrobní i funkční. Zadní (otevírací) část nákladového prostoru byla rozdělena na dva díly, které se rozevíraly do stran. Vakové akumulátory zde byly doplněny o centrální rozvod dusíku. Natlakování akumulátorů je voleno přímo na vozu pomocí elektromotoru s čerpadlem. Je umístěno v přední části mezi řízením a akumulátory. Odpadá tak nutnost separátního agregátu. Zařízení pro přívod elektrické energie do čerpadla je propojeno přes zásuvku na 400 V, umístěnou v zadní části vozu. Propojení je zajištěno pomocí propojovacího kabelu na 400 V. Pro zlepšení vzhledu vozidla, z estetického hlediska, byla doplněna světla, majáky a koncová brzdová světla (obr. 20, 21).

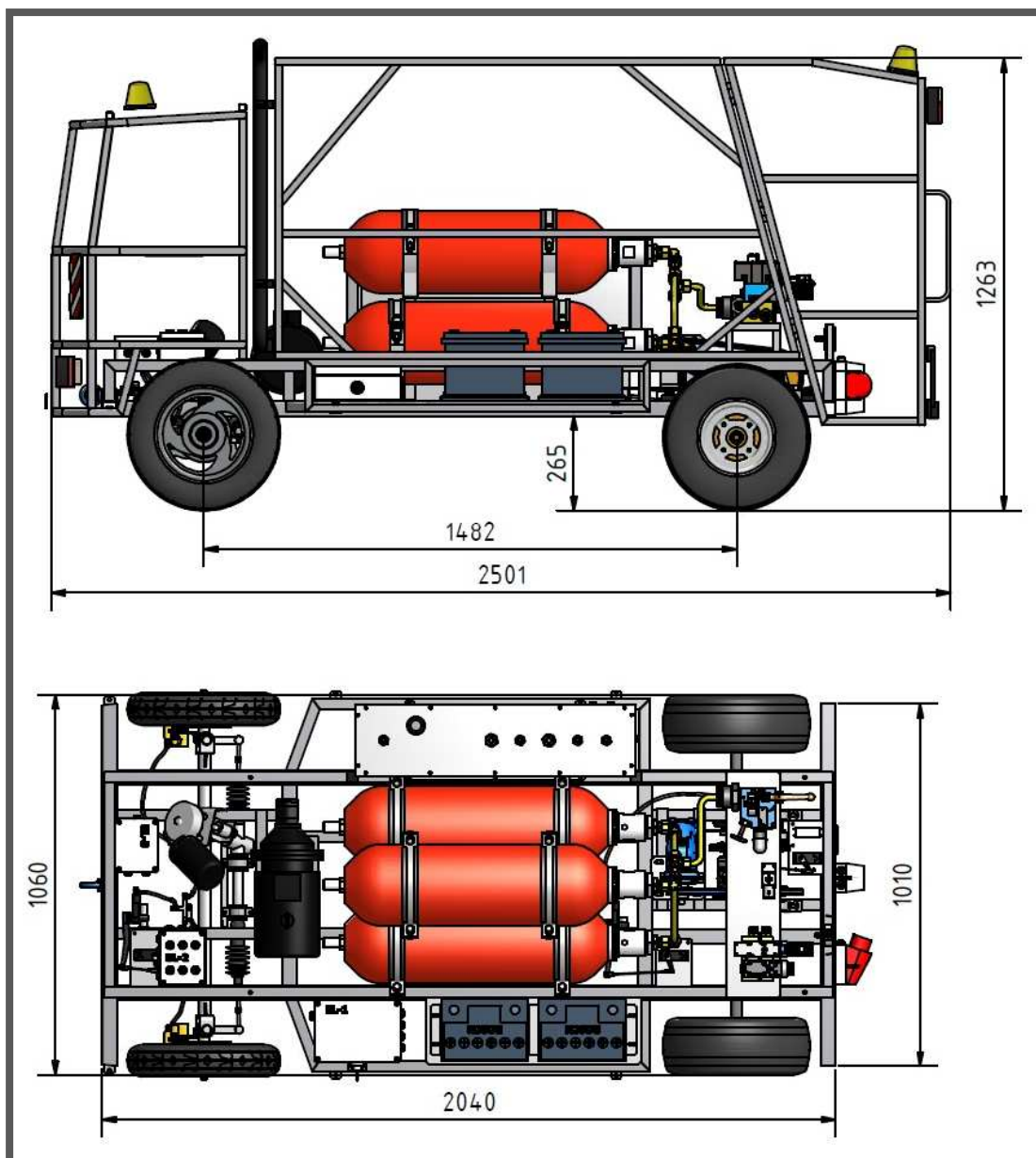


Obr. 20 Konečná varianta provedení hydromobilu s kapotáží



Obr. 21 Konečná varianta provedení hydromobilu bez kapotáže

Na obrázku č. 22 je možné vidět základní rozměry konečné varianty hydromobilu bez kapotáže. V horní části obrázku byla naznačena základní konstrukce karoserie s majáky a světly. Spodní část znázorňuje rozložení hydraulických a elektrických prvků. V zadní části hydromobilu byla červeně naznačena zásuvka pro přívod elektrické energie pro elektromotor s hydročerpádlem. Dále pohled ukazuje uložení autobaterií, olejové nádrže a hydraulických akumulátorů.



Obr. 22 Hlavní rozměry konečné varianty hydromobilu bez kapotáže

Následující tabulka udává přehledný soupis jednotlivých hydraulických prvků, použitých v hydraulickém zapojení. Jednotlivé číselné pozice ze schématu jsou vyjádřeny v posledním sloupci tabulky. U součástí, které nejsou očíslovány ve schématu, jsou odpovídající políčka proškrtnuta. Každé položce v tabulce náleží technická pozice ze schématu. Typové označení a technické pozice vychází ze způsobu značení ve firmě Bosch Rexroth.

| technická pozice pol. | název | typové označení typ / dok. zakázky | množství | pozice na hyd. schématu |
|-----------------------|-------------------------------------|------------------------------------|----------|-------------------------|
| 0010 | NÁDRŽ | - | - | - |
| 0010.0010 | DUMMY | NÁDRŽ 55 dm ³ | 1 | 12 |
| 0010.0020 | STAVOZNAK | AB31-21/127 | 1 | 9 |
| 0010.0050 | VZDUCHOVÝ FILTR | FEF 0 P10-F00 | 1 | 11 |
| 0020 | POHONNÁ JEDNOTKA | - | - | - |
| 0020.0010 | ZUBOVÉ ČERPADLO | PGF1-2X/2,8RA01VP1 | 1 | 8 |
| 0020.0020 | SPOJKA | KD 24-12/28-98 | 1 | - |
| 0020.0030 | DRŽÁK ČERPADLA | AC PBR 45BS2H/A 250/120-1X/DH-AL | 1 | - |
| 0020.0040 | ELEKTROMOTOR | ABZEK-B35-100L-4-A1-3,00/3,60-D | 1 | - |
| 0030 | BLOK | - | - | - |
| 0030.0001 | DESKA | 2HSR06-25/01DFE//ZN8& | 1 | - |
| 0030.0010 | HYDRAULICKÝ PROPORCIONÁLNÍ ROZVADEČ | 4WRAE 6 E1-15-2X/G24K31/A1V 2 | 1 | 7 |
| 0030.0020 | ELEKTRICKÝ OVLÁDANÝ VENTIL | 4WE 6 D6X/EG24N9K4 SO407 | 1 | 6 |
| 0030.0030 | ZPĚTNÝ VENTIL | RD L12-0,5 OM+S/V-A3C | 1 | - |
| 0030.0040 | KONEKTOR | 3P Z5L1 M 24V SPEZ | 1 | - |
| 0030.0050 | POJISTNÝ VENTIL | DBDS 6 G1X/200 | 1 | 5 |
| 0030.0060 | KONEKTOR | 7P Z31 BF6-3PG11KSPEZ | 1 | - |
| 0040 | PŘÍSLUŠENSTVÍ | - | - | - |
| 0040.0010 | VAKOVÝ HYDRAULICKÝ AKUMULÁTOR | SB330-20A1/112A9-HYD& | 3 | 1 |
| 0040.0015 | ADAPTÉR AKUMULÁTORU | G2-G1X59-SW65 | 3 | - |
| 0040.0020 | SVORKA | 226X123X216 2TLG | 6 | - |

| | | | | |
|-------------|-----------------------------|---------------------------|----------|----------|
| | | 200.571-04725 | | |
| 0040.0030 | POJISTNÝ-BEZPEČNOSTNÍ VENT. | ABZSS 10 M-3X/330E/S13V | 1 | 4 |
| 0040.0040 | TLAKOVÝ SPÍNAČ | HED 8 OA-2X/350K14 | 1 | 2 |
| 0040.0050 | KONEKTOR | 4P Z15L M 24V SPEZ | 1 | - |
| 0040.0060 | MANOMETR | ABZMM 63-400BAR/MPA-R/B-G | 1 | 3 |
| 0040.0070 | HYDROMOTOR | A2FM16/61W-VBB040 | 1 | 10 |
| 0040.0100 | ZPĚTNÝ VENTIL | RD L18-0,2 OM+S/V | 1 | - |
| 0100 | BLOK | ROZVODNÝ BLOK 2 | - | - |
| 0100.0020 | ÚHLOVÁ PŘÍRUBA | WVA 38/30K-LK30/G 3/8 | 2 | - |
| 0100.0030 | HADICE | AB20-11/.1000-630 | 2 | - |
| 0100.0100 | REDUKCE | M33X2,0-G 1/2 X 49,0-ST | 1 | - |

Tab. 1 Komponenty obsažené v hydraulickém schématu

V hydraulickém okruhu byl použit minerální olej DTE 25. Tento olej se běžně používá v hydraulických obvodech, splňuje normu ISO VG a DIN51524/2. Celková olejová náplň v obvodu a olejové nádrži činí 60 l.

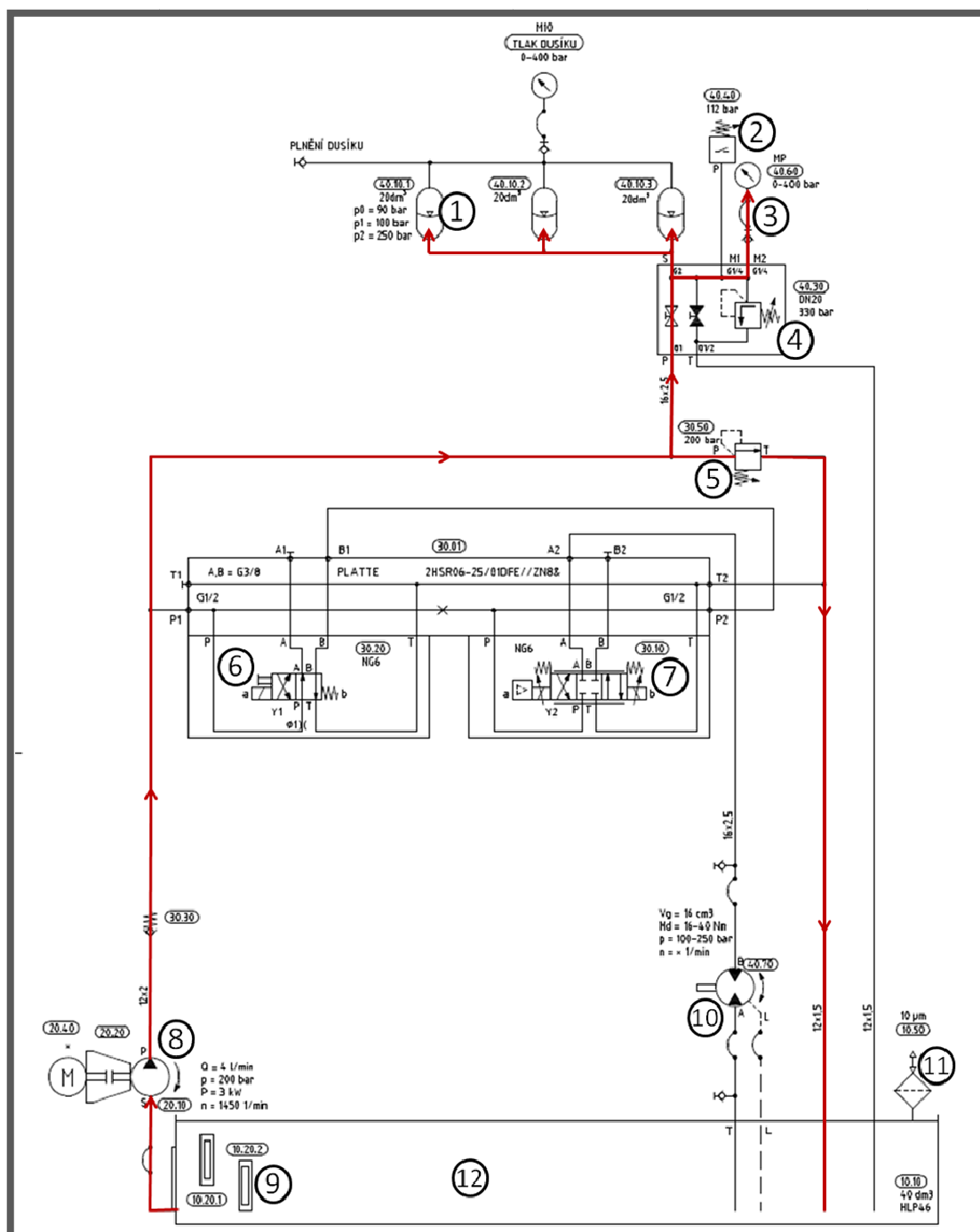
Parametry oleje:

- viskozitní index 98
- viskozita cSt při 40° = 44,2
- viskozita cSt při 100° = 6,65
- bod splnutí 232 °C
- bod tuhnutí -27 °C
- ISO stupeň 46

Schéma hydraulického obvodu je doplněno o rozvod dusíku. Tento rozvod zjednodušuje plnění hydraulických akumulátorů. Plnění dusíku probíhá ze zadní strany vozidla, přičemž se plní všechny tři akumulátory najednou. Pro kontrolu tlaku je v okruhu manometr.

6.1.2 Tlakování hydromobilu

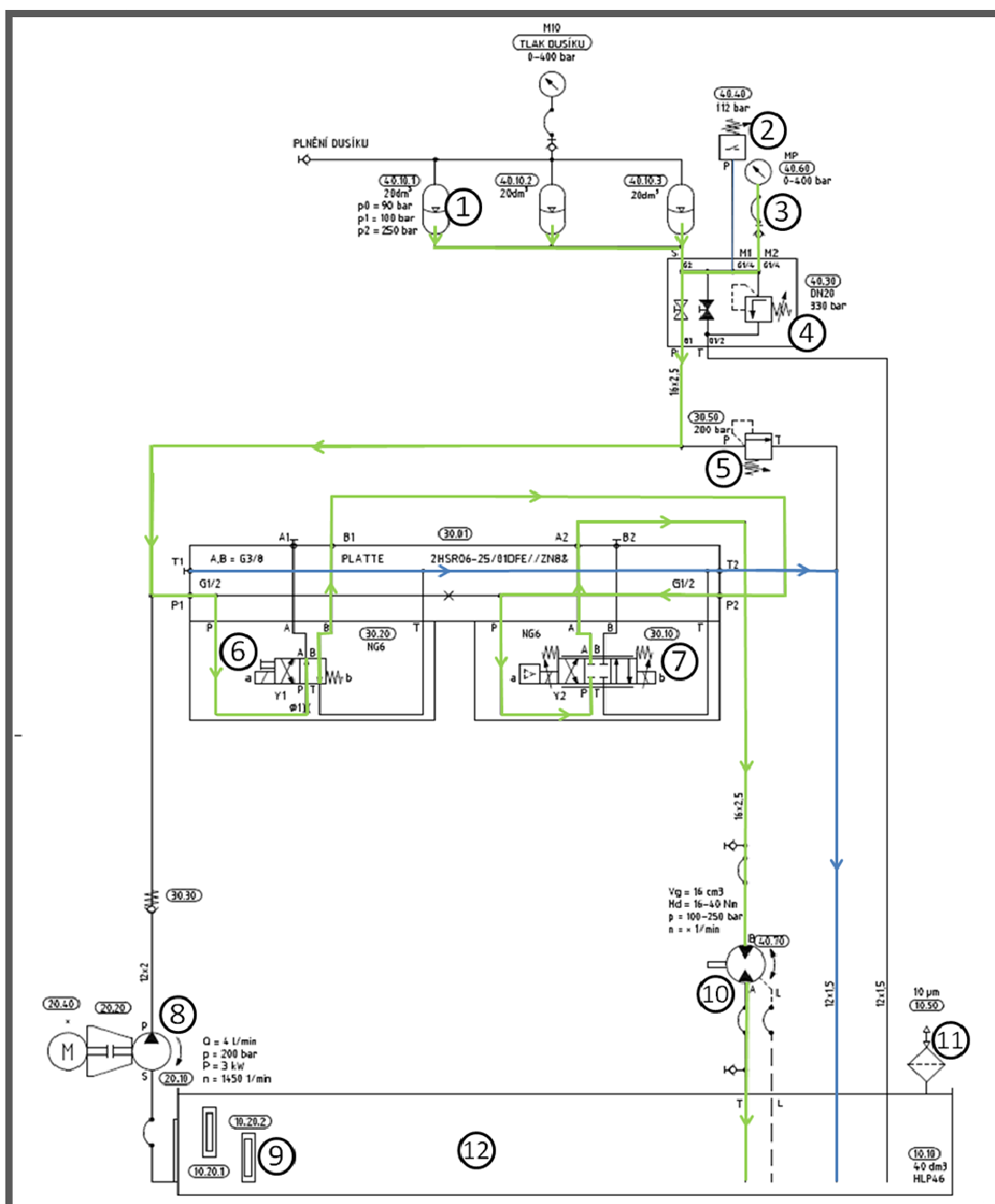
Tlakování hydromobilu je prováděno pomocí zubového čerpadla (8), které je spojeno přímo s 3 kW elektromotorem. Směr proudění kapaliny při tlakování je znázorněn červenou barvou (obr. 24). Pomocí pojišťovacího ventilu (5) nastavujeme velikost tlaku v obvodu a zároveň slouží jako ochrana proti přetlakování. Při dosažení nastaveného tlaku začne pojišťovací ventil přepouštět olej zpět do olejové nádrže. Bezpečnostní blok (4) musí přitom zůstat otevřený.



Obr. 24 Směr proudění kapaliny při tlakování akumulátorů

6.1.3 Rozjezd hydromobilu

Při rozjezdu vozidla proudí kapalina skrz bezpečnostní blok (4) do elektromagnetického ventilu (6). Tento ventil musí být sepnut. Dále pokračuje do proporčního ventilu (7). Tímto ventilem se reguluje velikost průtoku oleje a tím i rychlost vozidla. Nakonec proudí do hydromotoru (10), který převádí tlakovou energii na mechanickou a tu dále do převodového ústrojí a na kola. Směr proudění kapaliny při rozjezdu a jízdě hydromobilu je znázorněn zelenou barvou (obr. 25). V hydraulickém obvodu je vložena ochranná clona, o průměru 1 mm, pro omezení maximální rychlosti hydromobilu. Modrá barva znázorňuje odvod z přepadu jednotlivých prvků.



Obr. 25 Směr proudění kapaliny při rozjezdu a jízdě hydromobilu

6.1.4 Volba hydromotoruVýpočet hnací síly na pohyb vozidla

$$F_K = G_V \cdot f + G_V \cdot s \cdot 10^{-2} + 0,05 \cdot c_X \cdot S_X \cdot v^2 + \frac{G_V}{g} \cdot \delta \cdot a$$

$$F_K = 4000N \cdot 0,02 + 4000N \cdot 5cm/m \cdot 10^{-2} + 0,05 \cdot 0,35 \cdot 1,6m^2 \cdot 1,388^2 + \frac{4000N}{9,81m/s^2} \cdot 1,4 \cdot 0,3m/s^2$$

$$= 451,3 N$$

kde

 F_K [N] – hnací síla na pohyb vozidla δ [-] – součinitel vlivu rotujících částí volený dle [14] c_X [-] – součinitel odporu vzduchu volený dle [14] S_X [m²] – čelní plocha automobilu v [m/s] – rychlost automobilu G_V [N] – tíha vozidla f [-] – součinitel odporu valení volený dle [14] g [m/s²] – gravitační zrychlení a [m/s²] – zrychlení vozovky s [cm/m] – sklon vozovkyUrčení hnacího momentu na kole hydromobilu

$$M_K = r \cdot F_K = 0,2 m \cdot 451,3 N = 90,3 Nm$$

kde

 M_K [Nm] – hnací moment na kole vozidla r [m] – dynamický poloměr na koleKrouticí moment na hydromotoru

$$M_{SM} = \frac{M_K}{i_{PÚ} \cdot \eta_{PÚ}} = \frac{90,3 Nm}{4 \cdot 0,98} = 23,03 Nm$$

kde

 M_{SM} [Nm] – krouticí moment hydromotoru $i_{PÚ}$ [-] – celkový převodový poměr převodového ústrojí $\eta_{PÚ}$ [-] – účinnost převodového ústrojíOtáčky kola při v rychlosti

$$n_K = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot r} \cdot 60 = \frac{1,388 m \cdot s^{-1}}{2 \cdot \pi \cdot 0,2 m} \cdot 60 = 66,31 min^{-1}$$

kde

 n_K [min⁻¹] – otáčky na kole

Otáčky motoru při v rychlosti

$$n_M = n_K \cdot i_{P\dot{U}} = 66,31 \text{ min}^{-1} \cdot 4 = 265,3 \text{ min}^{-1}$$

kde

n_M [min^{-1}] – otáčky motoru

Na základě výpočtů, kdy má hydromotor dosahovat krouticího momentu 23 Nm při 265 otáčkách za minutu, je volen hydromotor s označením A2FM16/61W-VBB030 [15] (obr. 26). Jedná se o axiální pístový hydromotor pro maximální pracovní tlak až 400 bar.



Obr. 26. Hydromotor 16 cm³ [15]

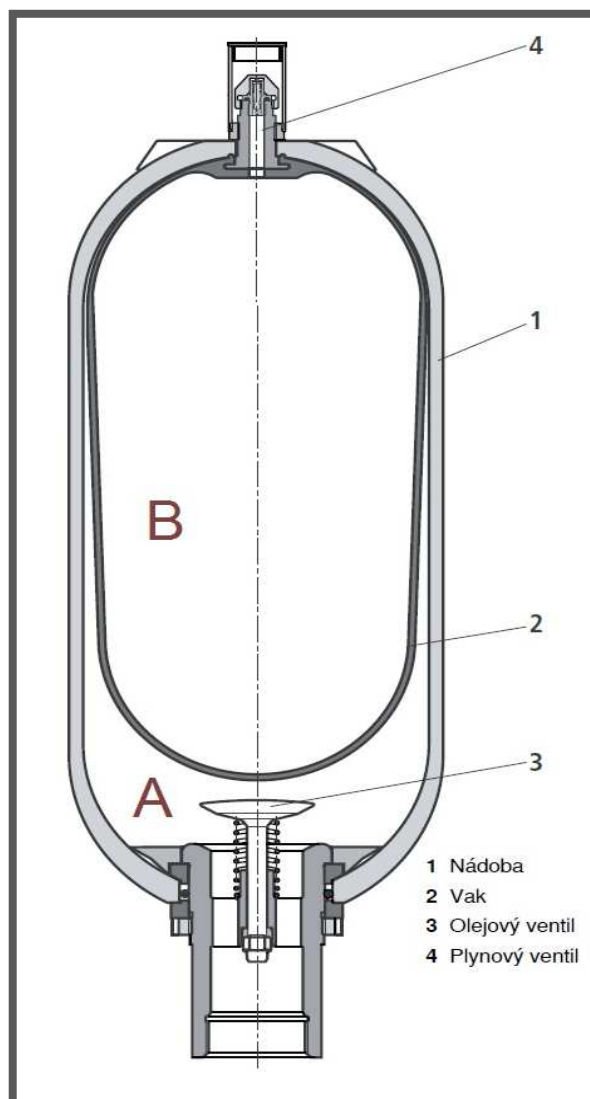
Vlastnosti hydromotoru A2FM16/61W-VBB030 [15]:

- jmenovitý objem 16 cm³
- max otáčky 8000 min⁻¹
- krouticí moment při tlaku 350 bar – 88 Nm
- hmotnost 5,4 kg
- průměr výstupní hřídele 25 mm

6.1.5 Nominální tlak v obvodu

Za účelem maximálního využití kapaliny v obvodu a pro zabránění kavitace mají hydraulické vakové akumulátory (zásobníky) dvě části (obr. 27). První část (A) je oblast, kde se hromadí tlaková kapalina a v druhé části (B) je tlakový plyn (nejčastěji dusík). Tyto dvě části jsou od sebe odděleny tzv. „vakem“ (2). Jedná se o pryžovou membránu, která se v akumulátoru pohybuje v závislosti rozdílných tlaků plynu a kapaliny. Nominální tlak plynu je takový tlak, kdy je hydraulický akumulátor zcela vyprázdňen a plyn v něm vyplňuje celý prostor. Tímto způsobem je dosaženo toho, že tlak oleje v obvodu neklesne pod tento nominální tlak plynu. V případě vakového zásobníku se jedná o tlakovou nádobu, a proto je nutné s ní tak zacházet. Tlak v akumulátoru může dosáhnout až hodnoty 400 bar. Na vrchní části je vakový akumulátor opatřen plnicím ventilem pro plyn (4) a ve spodní části je olejový ventil (3), ten zabraňuje tomu, aby nedošlo k poškození vaku vlivem vtlačení do potrubí

při úplném vyprázdnění akumulátoru. V tomto případě nominální tlak vychází z požadovaného minimálního krouticího momentu a vlastností zvoleného hydromotoru.



Obr. 27 Hydraulicko-pneumatický vakový akumulátor [16]

Velikost nominálního tlaku v obvodu

$$p_N = \frac{M_H \cdot 20 \cdot \pi}{V_g \cdot \eta_v} = \frac{23,03 \text{ Nm} \cdot 20 \cdot \pi}{16 \text{ cm}^3 \cdot 0,9} = 100 \text{ bar}$$

kde

p_N [bar] – nominální tlak v obvodu

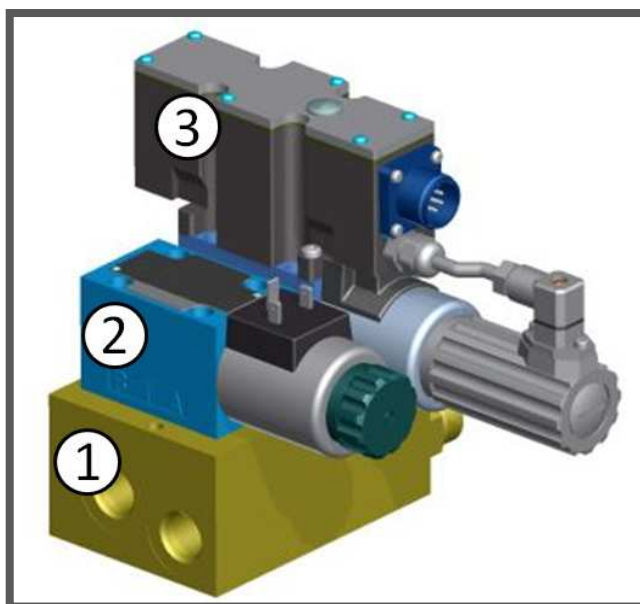
V_g [cm³] – objem hydromotoru

η_v [-] – účinnost hydromotoru

Z uvedeného výpočtu vyplývá, že je nutné obvod přetlakovat dusíkem na nominální tlak 100 bar. Maximální tlak v obvodu je až 350 bar, vzhledem k bezpečnosti celého systému (jedná se o zkušební vozidlo) byl omezen na 250 bar.

6.1.6 Ventilový blok

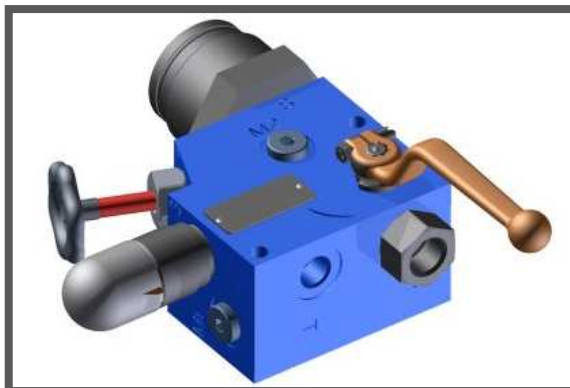
Ventilový blok slouží k ovládání průtoku tlakového oleje. Skládá se ze základového bloku 2HSR (1), který je opatřen otvory s kanály. Tento blok slouží jako nosná část pro elektromagnetický ventil (2) a proporcionální ventil (3). Elektromagnetický ventil zde slouží jako bezpečnostní, kterým je možné okamžitě uzavřít okruh při poruše proporcionálního ventilu. Tento ventil má dvě polohy (otevřeno-zavřeno) a je řízen elektronicky. Proporcionálním ventilem je zde regulován průtok tlakového oleje a tím i rychlost vozidla. Tento ventil je zde také elektronicky ovládán a přes elektronický převaděč spojen s rádiovým řízením celého vozu. Při pohybu vozidla nejprve otevřeme elektromagnetický ventil a dále je pomocí elektronicky nastavovaného proporcionálního ventilu rozjížděno vozidlo. V základovém bloku je vložena clona o průměru 1 mm. Tato clona nám omezuje průtok tlakového oleje a tím i rychlost celého vozu na 5 km/h.



Obr. 28 Ventilový blok

6.1.7 Pojistný blok

Pomocí pojistného bloku mechanicky je otevírán a uzavírán hydraulický obvod a vypouštěn tlakový olej z hydraulických akumulátorů zpět do nádrže. Slouží jako ochrana při nechtěném přetlakování akumulátorů.

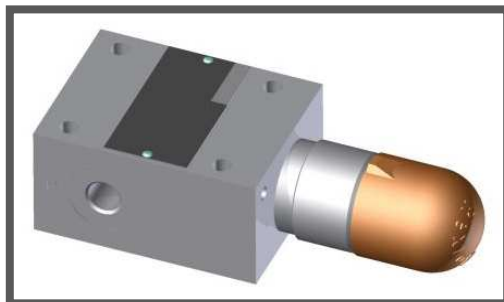


Obr. 29 Pojistný blok

6.1.8 Pojistný ventil

6.1.8

Při zpětném tlakování hydraulických akumulátorů, slouží pojistný ventil jako přepadový. Je nastaven na tlak 250 bar. Při dosažení tohoto tlaku v obvodu začne ventil přepouštět tlakový olej zpět do olejové nádrže, čímž zastaví další tlakování (plnění) akumulátorů.

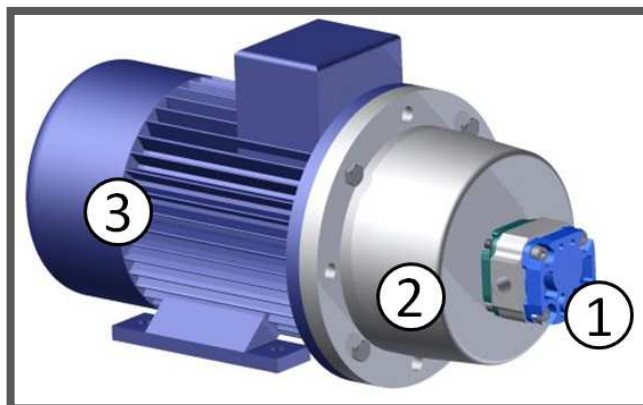


Obr. 30 Pojistný ventil

6.1.9 Zubové čerpadlo s motorem

6.1.9

Zpětné tlakování vakových zásobníků je prováděno pomocí zubového čerpadla (1) spojeného přes propojovací člen (2) s 3 kW motorem (3). Tento motor se pomocí elektrické zásuvky, v zadní části vozu, zapojí do sítě elektrické energie.

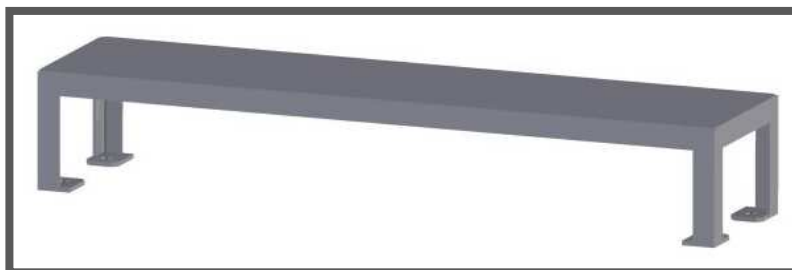


Obr. 31 Zubové čerpadlo s elektromotorem

6.1.10 Držák hydraulických prvků

6.1.10

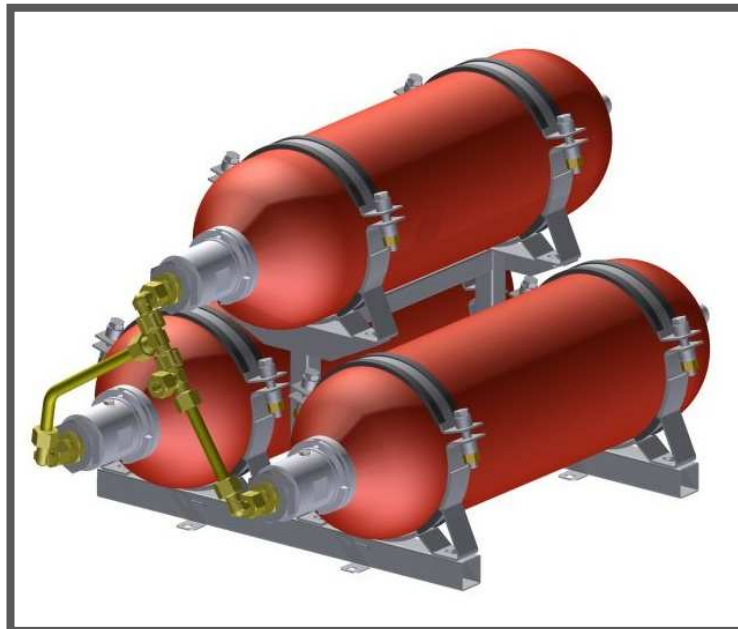
Pro umístění a přichycení hydraulických prvků je vytvořen držák, který je uchycen k rámu pomocí čtyř šroubů M6. Je vyroben z L-profilů o rozměrech 20 x 20 x 2 mm. Tento držák je umístěn v zadní části vozu nad zadní osou.



Obr. 32 Držák hydraulických prvků

6.1.11 Držák hydraulických akumulátorů

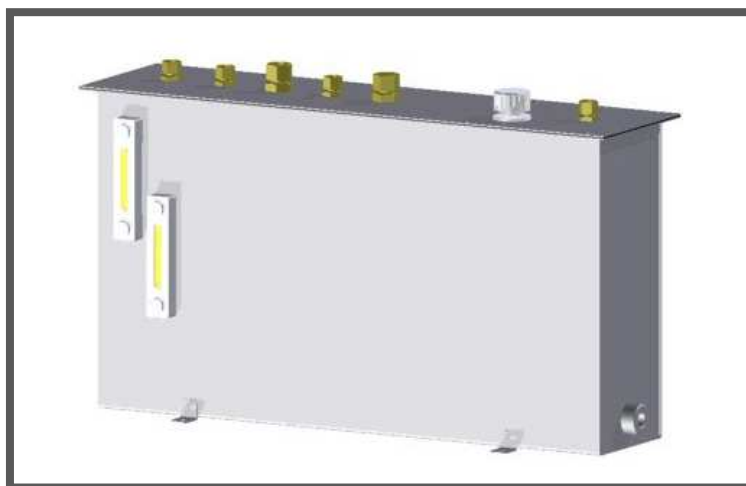
Hydraulický okruh obsahuje tři hydraulické vakové akumulátory v uspořádání dva dole a jeden v ose nad nimi. Každý zásobník má celkový objem 20 l. Jsou upevněné pomocí ocelového držáku a zajištěné sponami proti posunu.



Obr. 33 Držák hydraulických akumulátorů

6.1.12 Konstrukce olejové nádrže

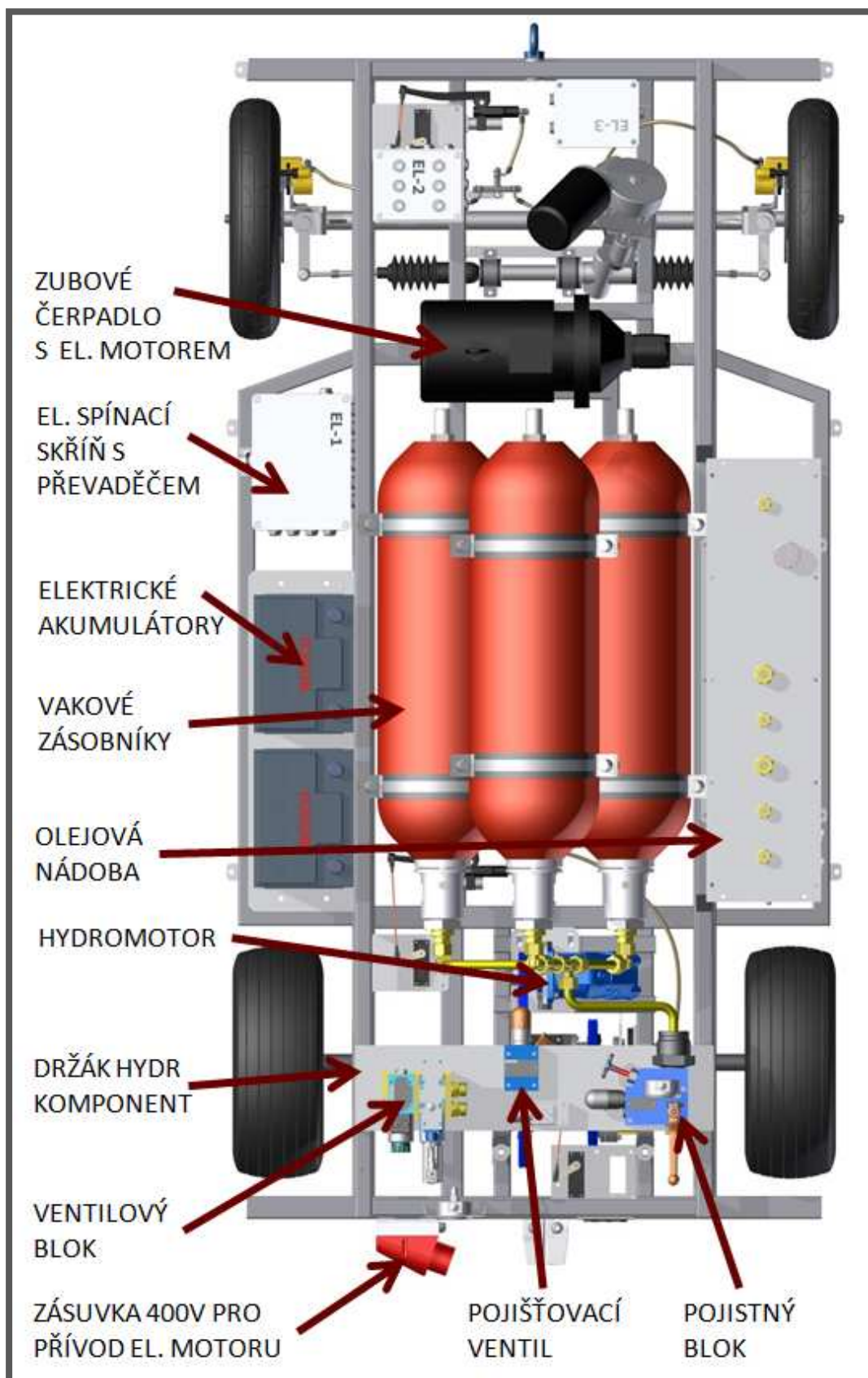
Hydraulický okruh je zde uzavřený. Znamená to, že olej je opakovaně zpětně využíván a je potřeba mít zásobník, ve kterém se bude shromažďovat. Olejová nádrž slouží jako odpadní nádoba pro tlakový olej, který prochází přes hydromotor, a dále jako zásobník oleje pro další tlakování hydraulických akumulátorů. Do nádrže jsou vyvedeny přepady z jednotlivých hydraulických členů. Z předu a ze strany je opatřena hladinoznaky pro kontrolu stavu hladiny oleje v nádrži. Plnicím a odvzdušňovacím otvorem. Nádrž je z ocelového plechu o síle 2 mm. Rozměry nádrže jsou (780 x 465 x 222) mm o celkovém objemu olejové náplně 55 litrů.



Obr. 34 Olejová nádoba

6.2 Rozmístění hydraulických prvků

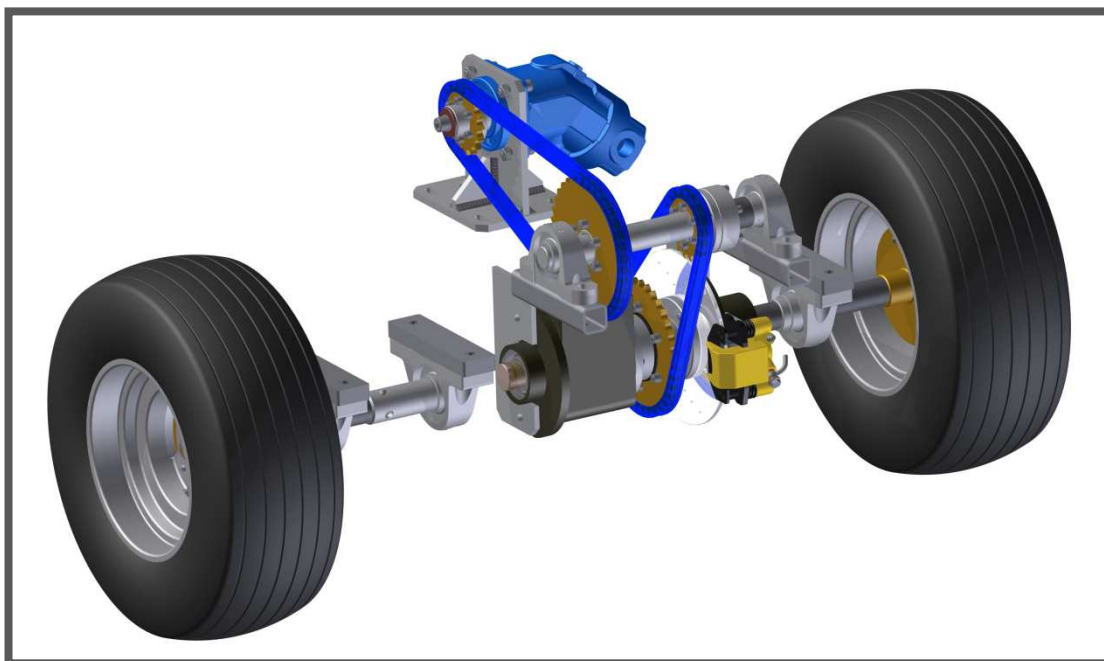
6.2



Obr. 35 Rozmístění hydraulických prvků

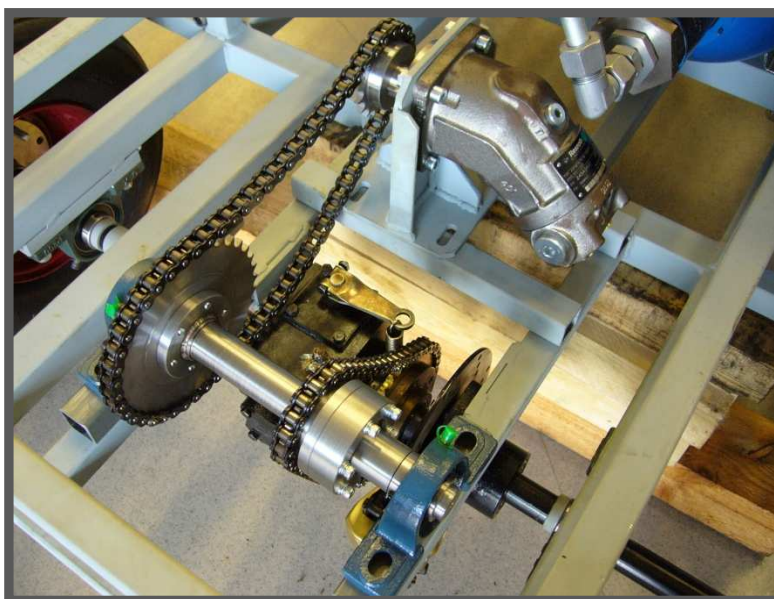
6.3 Pohon hydromobilu

Přenos krouticího momentu z hydromotoru na hnané zadní kolo hydromobilu je realizován pomocí řetězového převodu (obr. 36). Z důvodu snížení otáček zadního kola a převodu do pomala je volen dvoustupňový převod s celkovým převodovým stupněm 1:4.



Obr. 36 Zadní převod hydromobilu

Řetězový převod hydromobilu je složen z hydromotoru s ozubeným pastorkem, dále pak předlohou hřídelí a dělenou zadní osou, která se skládá z hnací a hnané části. Zadní kola jsou od českého výrobce VZD Vizovice [12]. Tato kola se nejčastěji používají pro zahradní malotraktory.



Obr. 37 Řetězový převod instalovaný na voze

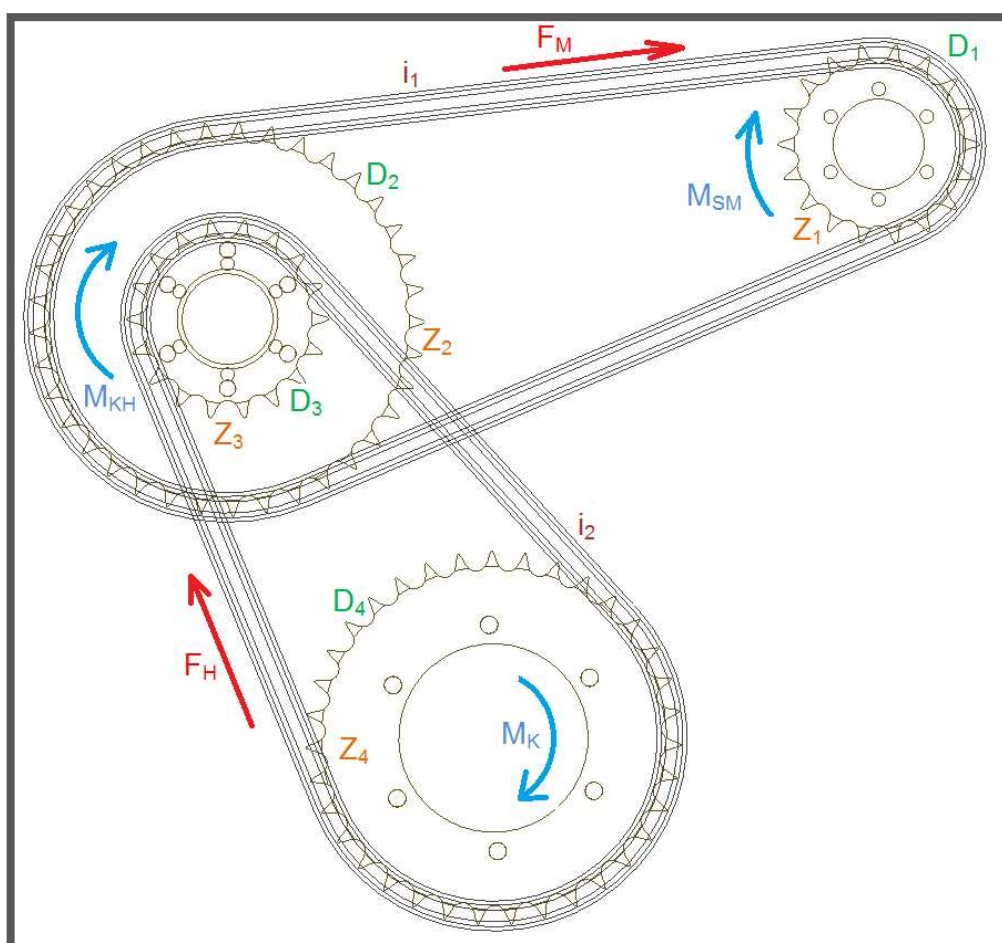
6.4 Návrh řetězového převodu

6.4

V návrhu byly použity jednořadé válečkové řetězy dle ČSN 02 3311 o velikosti 08B-1. Výhodou řetězového převodu je, že nevyžaduje předpětí, jako třeba řemenový převod. Z toho důvodu dochází k menšímu namáhání hřídelí. Přenos sil se zde děje pomocí tvarového styku, což zároveň zajišťuje stálý převodový poměr. Nevýhodou řetězového převodu je jeho hlučnost a omezené obvodové rychlosti. Tyto vlastnosti pro naše použití nevadí. Při návrhu řetězu nemá být počet zubů malého ozubeného kola menší jak 17. Tažnou větev je vhodné při konstrukci volit vždy nahoře, aby zlepšila kinematiku řetězu. Dále je nutné dodržet souososti řetězových kol a kola umístit co nejblíže k ložiskům [17].

6.4.1 Schéma řetězového převodu

6.4.1



Obr. 38 Schéma řetězového převodu

Zvolená řetězová kola na řetěz 08B - 1:

- $Z_1 = 18z$
- $Z_2 = 37z$
- $Z_3 = 18z$
- $Z_4 = 35z$

6.4.2 Výpočet rozměrů řetězu

Stanovení předběžné osové vzdálenosti řetězových kol

volím $A_{rp1} = 260 \text{ mm}$

volím $A_{rp2} = 200 \text{ mm}$

kde

$A_{rp1} [\text{mm}]$ – předběžná osová vzdálenost 1. a 2. ozubeného kola

$A_{rp2} [\text{mm}]$ – předběžná osová vzdálenost 3. a 4. ozubeného kola

Součinitel délky řetězu

$$C_1 = \left(\frac{z_1 - z_2}{2\pi} \right)^2 = \left(\frac{18 - 37}{2\pi} \right)^2 = 9,14$$

$$C_2 = \left(\frac{z_3 - z_4}{2\pi} \right)^2 = \left(\frac{18 - 35}{2\pi} \right)^2 = 7,32$$

kde

$C_1 [-]$ – součinitel délky řetězu 1

$C_2 [-]$ – součinitel délky řetězu 2

$z_1 [-]$ – počet zubů 1. řetězového kola

$z_2 [-]$ – počet zubů 2. řetězového kola

$z_3 [-]$ – počet zubů 3. řetězového kola

$z_4 [-]$ – počet zubů 4. řetězového kola

Výpočet celkového počtu článků řetězu

Při volbě řetězu musí celková délka řetězu vycházet na celý sudý počet řetězových článků. Proto nejprve volíme počet článků a po zaokrouhlení na sudé číslo, volíme odpovídající osovou vzdálenost řetězových kol [17].

$$X_1 = 2 \cdot \frac{A_{rp1}}{t_1} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{C_1 \cdot t_1}{A_{rp1}} = 2 \cdot \frac{260 \text{ mm}}{12,7 \text{ mm}} + \frac{18 + 37}{2} + \frac{9,14 \cdot 12,7 \text{ mm}}{260 \text{ mm}} = 68,89$$

\Rightarrow volím 70

$$X_1 = 2 \cdot \frac{A_{rp2}}{t_1} + \frac{z_3 + z_4}{2} + \frac{C_2 \cdot t_1}{A_{rp2}} = 2 \cdot \frac{200 \text{ mm}}{12,7 \text{ mm}} + \frac{18 + 35}{2} + \frac{7,32 \cdot 12,7 \text{ mm}}{200 \text{ mm}} = 58,46$$

\Rightarrow volím 58

kde

$X_1 [-]$ – počet článků řetězu 1

$X_2 [-]$ – počet článků řetězu 2

$A_{rp1} [\text{mm}]$ – předběžná osová vzdálenost 1. a 2. ozubeného kola

$A_{rp2} [\text{mm}]$ – předběžná osová vzdálenost 3. a 4. ozubeného kola

$t_1 [\text{mm}]$ – rozteč článků řetězu

Stanovení skutečné osové vzdálenosti kol

$$A_{p1} = \frac{t_1}{8} \cdot \left[2 \cdot X_1 - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X_1 - z_1 - z_2)^2 - F_{re1} \cdot (z_1 - z_2)^2} \right]$$
$$= \frac{12,7 \text{ mm}}{8} \cdot \left[2 \cdot 70 - 18 - 37 + \sqrt{(2 \cdot 70 - 18 - 37)^2 - 0,8119 \cdot (18 - 37)^2} \right] = 267,1 \text{ mm}$$

$$A_{p2} = \frac{t_1}{8} \cdot \left[2 \cdot X_2 - z_3 - z_4 + \sqrt{(2 \cdot X_2 - z_3 - z_4)^2 - F_{re2} \cdot (z_3 - z_4)^2} \right]$$
$$= \frac{12,7 \text{ mm}}{8} \cdot \left[2 \cdot 58 - 18 - 35 + \sqrt{(2 \cdot 58 - 18 - 35)^2 - 0,8127 \cdot (18 - 35)^2} \right] = 197,02 \text{ mm}$$

kde

A_{p1} [mm] – osová vzdálenost 1. a 2. ozubeného kola

A_{p2} [mm] – osová vzdálenost 3. a 4. ozubeného kola

F_{re1} [-] – koeficient viz Příloha č: 1 tabulka G [17]

F_{re2} [-] – koeficient viz příloha č: 1 tabulka G [17]

Výpočet délky řetězu

$$L_{ret1} = X_1 \cdot t_1 = 70 \cdot 12,7 \text{ mm} = 889 \text{ mm}$$

$$L_{ret2} = X_2 \cdot t_1 = 58 \cdot 12,7 \text{ mm} = 736,6 \text{ mm}$$

kde

L_{ret1} [mm] – délka prvního řetězu

L_{ret2} [mm] – délka druhého řetězu

Výpočet maximálního krouticího momentu hydromotoru při 250 bar

$$M_{H \max} = \frac{p_{\max} \cdot V_g \cdot \eta_v}{20 \cdot \pi} = \frac{250 \text{ bar} \cdot 16 \text{ cm}^3 \cdot 0,9}{20 \cdot \pi} = 57 \text{ Nm}$$

kde

$M_{H \max}$ [Nm] – maximální moment hydromotoru

p_{\max} [bar] – maximální tlak v obvodu

V_g [cm³] – objem hydromotoru

η_v [-] – účinnost hydromotoru

Stanovení tažné síly působící na 1. a 2. převodu

$$F_M = \frac{2 \cdot M_{H \max}}{D_1} = \frac{2 \cdot 57 \text{ Nm}}{0,0731 \text{ m}} = 1559 \text{ N}$$

$$F_H = \frac{2 \cdot M_{SM} \cdot i_{12}}{D_3} = \frac{2 \cdot 57 \text{ Nm} \cdot 2,05}{0,0731 \text{ m}} = 3197 \text{ N}$$

kde

F_M [N] – tažná síla působící na první řetěz

F_H [N] – tažná síla působící na druhý řetěz

D_1 [m] – průměr roztečné kružnice řetězového kola 1

D_3 [m] – průměr roztečné kružnice řetězového kola 3

i_{12} [-] – převodový poměr mezi řetězovými koly 1 a 2

Výpočet obvodové rychlosti řetězů

$$v_{rel1} = D_1 \cdot \pi \cdot n_1 = 0,0731 \text{ m} \cdot \pi \cdot 4,42 \text{ s}^{-1} = 1,01 \text{ ms}^{-1}$$

$$v_{rel2} = D_4 \cdot \pi \cdot n_1 = 0,1417 \text{ m} \cdot \pi \cdot 1,1 \text{ s}^{-1} = 0,49 \text{ ms}^{-1}$$

kde

v_{rel1} [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] – rychlost řetězu 1

v_{rel2} [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] – rychlost řetězu 2

n_1 [s^{-1}] – otáčky hydromotoru

n_3 [s^{-1}] – otáčky zadního kola

D_1 [m] – průměr roztečné kružnice řetězového kola 1

D_4 [m] – průměr roztečné kružnice řetězového kola 4

Celková síla působící na řetěz

$$F_{rc1} = F_M + F_{dr1} = 1559 \text{ N}$$

$$F_{rc2} = F_H + F_{dr2} = 3197 \text{ N}$$

kde

F_{RC1} [N] – celková síla působící na první řetěz

F_{RC2} [N] – celková síla působící na druhý řetěz

F_M [N] – tažná síla působící na první řetěz

F_H [N] – tažná síla působící na druhý řetěz

F_{dr1} [N] – odstředivá síla působící na první řetěz

F_{dr2} [N] – odstředivá síla působící na druhý řetěz

S působením odstředivé síly počítáme pouze v případě, kdy obvodová rychlost řetězu v_{rel} je vyšší než 4 ms^{-1} . V našem případě obvodová rychlost tuto hodnotu nepřesahuje, a proto není dále do výpočtu zahrnuta.[17]

Výpočet statického bezpečnostního koeficientu

$$\gamma_{stat1} = \frac{F_{B1}}{F_{RC1}} \geq 5 \quad \gamma_{stat1} = \frac{18000 \text{ N}}{1559 \text{ N}} = 11,55 \geq 5 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\gamma_{stat1} = \frac{F_{B1}}{F_{RC2}} \geq 5 \quad \gamma_{stat1} = \frac{18000 \text{ N}}{3197 \text{ N}} = 5,7 \geq 5 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde

γ_{stat1} [-] – statický bezpečnostní koeficient řetězu 1

γ_{stat2} [-] – statický bezpečnostní koeficient řetězu 2

F_{RC1} [N] – celková síla působící na první řetěz

F_{RC2} [N] – celková síla působící na druhý řetěz

F_{B1} [N] – síla při přetržení řetězu 08B-1 dle přílohy č: 2

Výpočet dynamického bezpečnostního koeficientu

$$\gamma_{dyn1} = \frac{F_{B1}}{Y \cdot F_{RC1}} \geq 2,5 \quad \gamma_{dyn2} = \frac{18000 \text{ N}}{2 \cdot 1559 \text{ N}} = 5,78 \geq 2,5 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\gamma_{dyn2} = \frac{F_{B1}}{Y \cdot F_{RC1}} \geq 2,5 \quad \gamma_{dyn2} = \frac{18000 \text{ N}}{2 \cdot 3197 \text{ N}} = 2,83 \leq 2,5 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde

γ_{dyn1} [-] – dynamický bezpečnostní koeficient řetězu 1

γ_{dyn2} [-] - dynamický bezpečnostní koeficient řetězu 2

Y [-] – součinitel rázu dle ČSN023311 [18]

Výpočet dovoleného tlaku v kloubech řetězu

$$p_{dov1} = p_{i1} \cdot l_1 \cdot l_2 = 26,3 \cdot 0,58 \cdot 0,6 = 9,2 \text{ MPa}$$

$$p_{dov1} = p_{i2} \cdot l_1 \cdot l_2 = 29,3 \cdot 0,58 \cdot 0,6 = 10,2 \text{ MPa}$$

kde

p_{dov1} [MPa] – dovolený tlak v kloubech řetězu 1

p_{dov2} [MPa] – dovolený tlak v kloubech řetězu 2

p_{i2} [MPa] – měrný tlak v kloubech řetězu 1 volený dle [17]

p_{i2} [MPa] – měrný tlak v kloubech řetězu 2 volený dle [17]

l_1 [-] – součinitel tření volený dle [17]

l_2 [-] – součinitel mazání volený dle [17]

Stanovení výpočtového tlaku

$$p_{v1} = \frac{F_{RC1}}{A} = \frac{1559 \text{ N}}{50 \text{ mm}^2} = 31,2 \text{ MPa}$$

$$p_{v2} = \frac{F_{RC2}}{A} = \frac{3197 \text{ N}}{50 \text{ mm}^2} = 63,1 \text{ MPa}$$

kde

p_{v1} [MPa] – vypočtený tlak v kloubech řetězu 1

p_{v2} [MPa] – vypočtený tlak v kloubech řetězu 2

F_{RC1} [N] – celková síla působící na první řetěz

F_{RC2} [N] – celková síla působící na druhý řetěz

A [mm²] – plocha kloubu řetězu volena dle přílohy 2

Porovnání tlaků

$$p_v \leq p_{dov}$$

$31,2 \text{ MPa} \geq 9,2 \text{ MPa} \Rightarrow p_{v1} \geq p_{dov1} \Rightarrow$ řetěz nevyhovuje při použití v automobilovém provozu

$63,1 \text{ MPa} \geq 10,2 \text{ MPa} \Rightarrow p_{v2} \geq p_{dov2} \Rightarrow$ řetěz nevyhovuje při použití v automobilovém provozu

Při výpočtu řetězu bylo zjištěno, že skutečné tlaky na oba řetězy jsou vyšší než vypočtené dovolené tlaky, které udává norma při použití řetězového převodu v automobilovém provozu. Jelikož se jedná o prototyp vozidla, který nebude tak často používán (v provozu bude pouze několik desítek hodin), proto nemusí být voleny větší nebo víceřadé řetězy a budou zachovány stávající.

Pokud by bylo vozidlo používáno v běžném automobilovém provozu, bylo by nutné zvětšit řetězový převod popřípadě volit víceřadé řetězy. Pro řešení hydromobilu by to bylo nežádoucí, neboť by se tím značně zvýšila hmotnost celého řetězového převodu.

6.5 Konstrukce zadní osy

6.5

Pro zadní pohon je použita upravená osa ze čtyřkolky Ikarus 150 [13]. Součástí osy je převodová skříň se zpátečkou a brzdný kotouč (obr 39). Původní konstrukce byla uzpůsobena pro stálý pohon obou zadních kol, což pro naši aplikaci nebylo vhodné (značně by se tím zhoršilo zatáčení vozu). Osa byla v místě levého kola přerušena těsně za převodovou skříní zpátečky. Tím bylo docíleno pohonu na jednom kole a druhé kolo je pouze volně uložené v ložiskách, což pro toto zkušební vozidlo plně dostačuje. Tímto způsobem odpadl problém se zatáčením v případě stálého pohonu obou kol. Pokud by měl být docílen pohon obou kol, bylo by nutné do zadní osy zabudovat diferenciální převodovku.

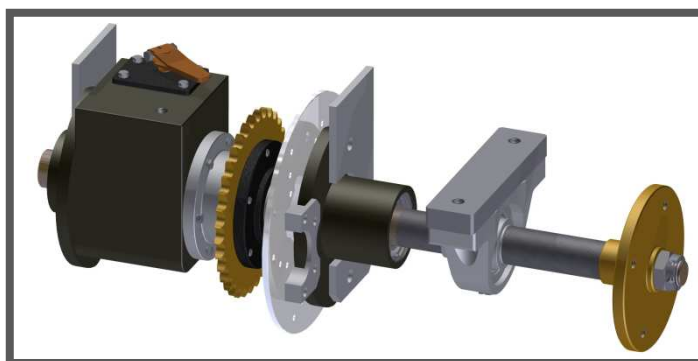


Obr. 39 Zadní osa se zpátečkou

6.5.1 Pravá hnací osa

6.5.1

Zadní pravá hnací osa je uchycena za převodovou skříň zpátečky a u kola vypodložena ložiskem, uloženým v ložiskovém domku. Pro brzdový třmen je na ose

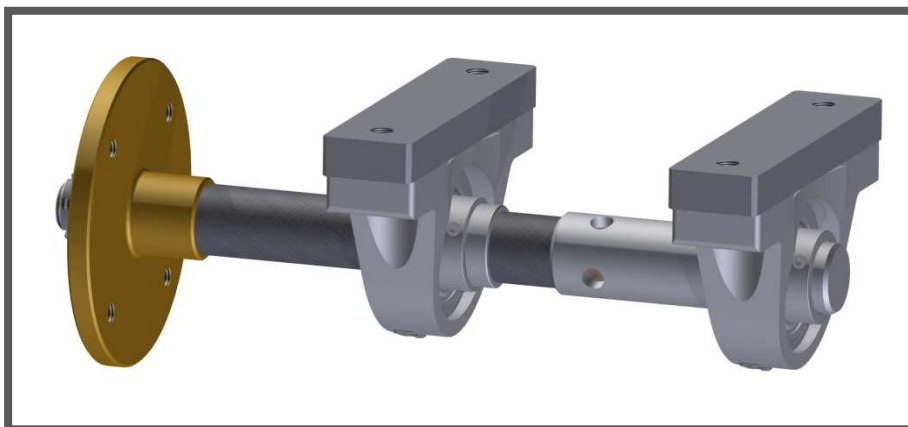


Obr. 40 Pravá hnací osa

přechodový plech tak, aby přesně vymezoval axiální vzdálenost mezi brzdným kotoučem a uchycením na ose. Součástí osy je také řetězové kolo s 34z na řetěz 08B. Průměr hřídele je 25 mm. Uchycení kola na osu je přes disk, který je nasunut na hřídel a zajištěn KM maticí M24. Na tomto disku je pomocí čtyř šroubů M10 přichyceno kolo.

6.5.2 Levá hnaná osa

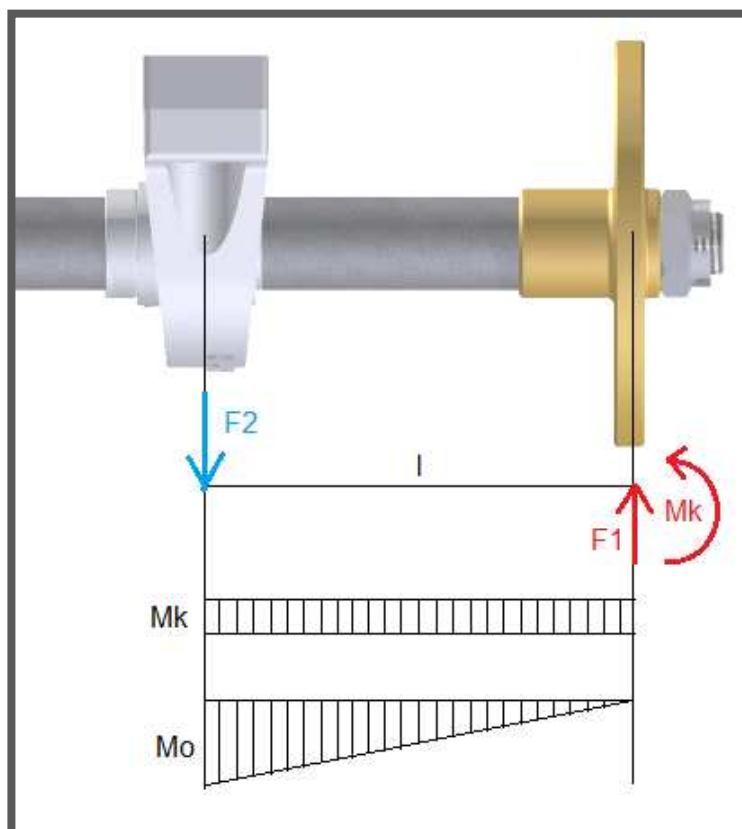
Na výrobu levé osy byla použita zakrácená část hřídele spolu s diskem pro uchycení kola. Hřídel byla nastavena tvarovým spojem (obr. 41) a uchycena pomocí dvou ložisek.



Obr. 41 Levá hnaná osa

6.5.3 Kontrolní výpočet zadní osy

Na obou osách je kritické místo v místě podepření osy ložiskem u kola. V tomto místě má osa největší vyložení, tudíž zde působí největší ohybový moment. Hřídel je vyrobena z uhlíkové oceli 11 600 a $\sigma_d = 250 \text{ MPa}$ [18]



Obr. 42 Reakční momenty v místě pod ložiskem

Ohybový moment na hřídeli pod ložiskem

$$M_o = F_1 \cdot l = 1000 \text{ N} \cdot 0,135 \text{ m} = 135 \text{ Nm}$$

kde

M_o [Nm] – ohybový moment

F_1 [N] – tíhová síla působící na kolo

l [m] – délka vyložení hřídele

Napětí v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot D_o^3}{32} = \frac{\pi \cdot 25^3 \text{ mm}}{32} = 1533,5 \text{ mm}^3$$
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o \cdot 10^{-3}} = \frac{135 \text{ Nm}}{1533,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3} = 88 \text{ MPa}$$

kde

W_o [mm³] – moment průřezu v ohybu

D_o [mm] – průměr hřídele u osy

σ_o [MPa] – napětí v ohybu u osy

Napětí v krutu

$$W_k = \frac{\pi \cdot D_o^3}{16} = \frac{\pi \cdot 25^3 \text{ mm}}{16} = 3067 \text{ mm}^3$$
$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k \cdot 10^{-3}} = \frac{228 \text{ Nm}}{3067 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3} = 74 \text{ MPa}$$

kde

W_k [mm³] – moment průřezu v krutu

τ_k [MPa] – napětí v krutu u osy

Kontrola hřídele v kritickém místě pod ložiskem

$$\sigma_{red_o} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{88^2 \text{ MPa} + 4 \cdot 74^2 \text{ MPa}} = 172 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red_o} \leq \sigma_d \Rightarrow 170 \text{ MPa} \leq 250 \text{ MPa}$$

kde

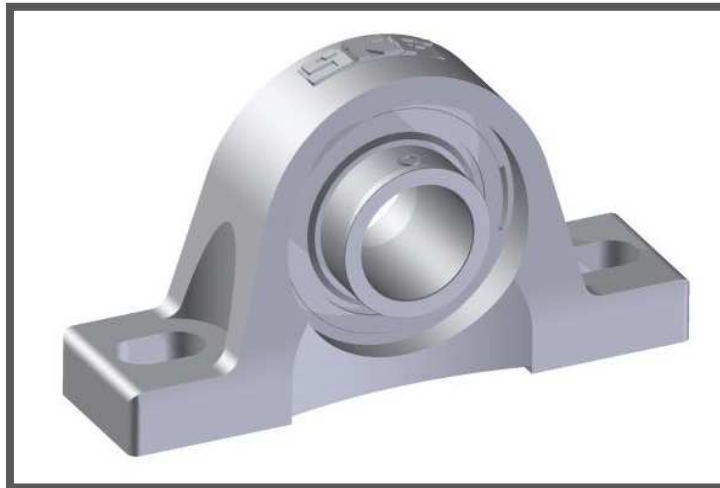
σ_{red_o} [MPa] – redukované napětí u osy

σ_d [MPa] – maximální dovolené napětí

Napětí v kritickém místě je menší než dovolené napětí -> **hřídel vyhovuje**

Stanovení trvanlivosti ložisek

Průměr hřídele v ložisku je $D_{12} = 30 \text{ mm}$. Jsou použita kuličková ložiska 6006 dle ČSN 024630, která jsou součástí „ložiskových domků“ SY-30TF [19] (obr. 43). Ložisko je zatěžováno radiální silou způsobenou tíhou vozidla.



Obr. 43 Ložiskový domek SY-30TF

Stanovení dynamického ekvivalentního zatížení

Ložisko je zatěžováno převážně radiální silou - platí vztah:

$$P_r = F_1 = 1000 \text{ N}$$

kde

P_r [N] – dynamické ekvivalentní zatížení

F_1 [B] – tíhová síla působící na ložisko

Výpočet trvanlivosti ložiska

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_r} \right)^p \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot n_K} = \left(\frac{10200 \text{ N}}{1000 \text{ N}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot 1,105 \text{ s}^{-1}} = 2,668 \cdot 10^5 \text{ h}$$

kde

L_{10h} [h] – trvanlivost zvoleného ložiska

P_r [N] – dynamické ekvivalentní zatížení

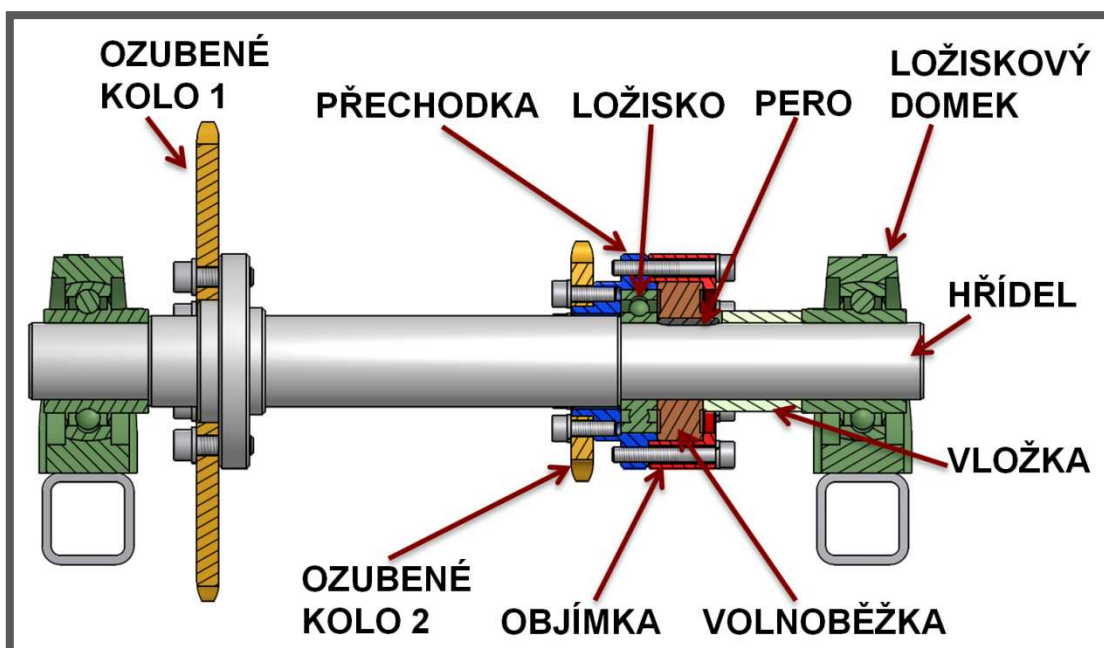
C [N] – dynamická únosnost ložiska pro zvolené ložisko[18]

n_K [s-1] – otáčky na kole

Trvanlivost ložiska plně vyhovuje potřebám vozu.

6.6 Předlohová hřídel

Předlohová hřídel přenáší krouticí moment pomocí řetězového převodu mezi hydromotorem a zadní osou. Součástí hřídele je zabudované volnoběžné ložisko (volnoběžka). Ta umožňuje vyřazovat hydromotor ze stálého zapojení a šetřit tak tlakový olej ze zásobníku. Funkce volnoběžky: nejdříve se pomocí hydromotoru vozidlo rozjede na požadovanou rychlost a následně se uzavře hydraulický okruh (přeruší se dodávka tlakového oleje do hydromotoru). Hydromobil dál v jízdě plynule pokračuje svou vlastní kinetickou energií, dokud nezastaví. Tento děj lze opakovat. Dále umožňuje odtah vozidla při poruše nebo při přerušení dodávky tlakového oleje. Pokud by nebyla volnoběžka použita, odpor hydromotoru by přes převodové ústrojí odtah znemožnil. Hřídel je uložena ve dvou ložiskách 6005 podobných (viz obr. 43). Konstrukce a složení předlohové hřídele je zobrazeno dole (obr. 44). Zde je znázorněno uložení volnoběžky, která je sevřena objímkou a přes

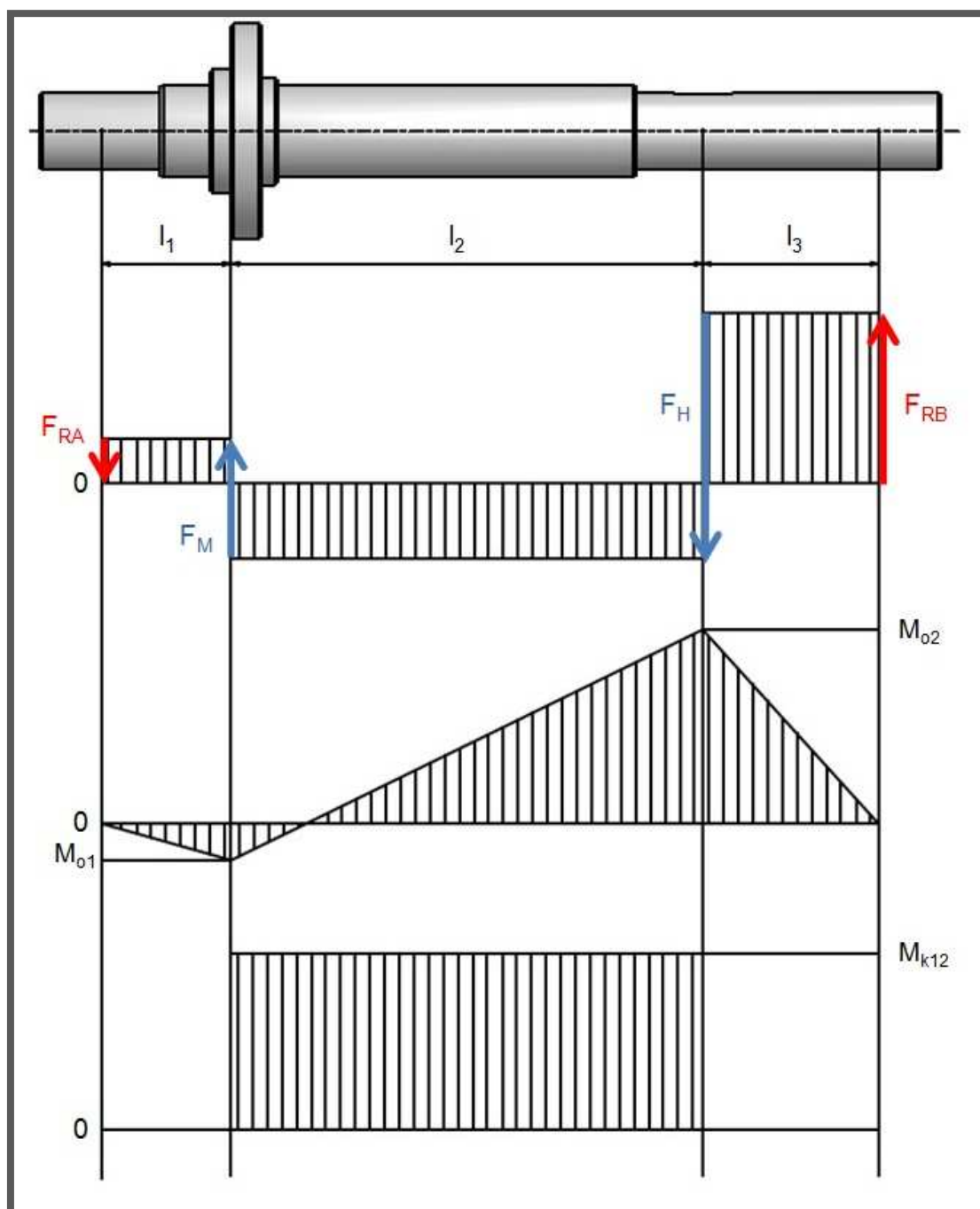


Obr. 44 Řez předlohovou hřídelí

přechodku spojena s druhým ozubeným kolem. V přechodce je uloženo podpěrné ložisko, aby se zamezilo působení nežádoucích axiálních sil na volnoběžku.

6.6.1 Průběh posouvajících sil a momentů předlokové hřídele

Předloková hřídel je zatížena tažnými silami (F_M , F_H) z prvního a druhého řetězu. Dále pak ohybovými momenty (M_{o1} , M_{o2}), které tyto síly vytváří a krouticím momentem (M_{k12}) mezi ozubenými koly. Pro zjednodušení výpočtu jsou řešeny tažné síly v totožné rovině. Kritické místo na hřídeli, kde je prováděn kontrolní výpočet, je v místě pera pod volnoběžkou. Na hřídel zde působí největší ohybový moment spolu s krouticím momentem.



Obr. 45 Výsledné vrubové účinky na předlokové hřídeli

Výpočet reakčních sil

$$\Sigma M_o = 0$$

$$F_M \cdot l_1 - F_H \cdot (l_1 + l_2) + F_{RB} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

$$\Rightarrow F_{RB} = \frac{F_H \cdot (l_1 + l_2) - F_M \cdot l_1}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{3197 \text{ N} \cdot 195 \text{ mm} - 1559 \text{ N} \cdot 42 \text{ mm}}{252 \text{ mm}} = 2214 \text{ N}$$

$$\Sigma F = 0$$

$$F_{RA} - F_M + F_H - F_{RB} = 0 \Rightarrow F_{RA} = F_M - F_H + F_{RB} = 1559 \text{ N} - 3197 \text{ N} + 2214 \text{ N} = 576 \text{ N}$$

kde

F_{RA} [N] – reakční síla v podpoře A

F_{RB} [N] – reakční síla v podpoře B

F_M [N] – tažná síla působící od prvního řetězu

F_H [N] – tažná síla působící od druhého řetězu

l_1 [N] – vzdálenost mezi podporou A a působištem síly F_M

l_2 [N] – vzdálenost mezi působištem síl F_M a F_H

l_3 [N] – vzdálenost mezi působištem síly F_H a podporou B

Ohybové momenty v působišti tažných sil

$$M_{o1} = F_{RA} \cdot l_1 = 576 \text{ N} \cdot 0,042 \text{ m} = 24 \text{ Nm}$$

$$M_{o2} = F_{RB} \cdot l_3 = 2214 \text{ N} \cdot 0,057 \text{ m} = 126 \text{ Nm}$$

kde

M_{o1} [Nm] – ohybový moment v působišti síly F_M

M_{o2} [Nm] – ohybový moment v působišti síly F_H

Krouticí moment na předlokové hřídeli

$$M_{k12} = i_{12} \cdot M_{H \max} = 2,05 \cdot 57 \text{ Nm} = 117 \text{ Nm}$$

kde

i_{12} [-] – převodový poměr mezi řetězovými koly 1 a 2

$M_{H \max}$ [Nm] – maximální moment hydromotoru

M_{k12} [Nm] – krouticí moment na předlokové hřídeli

Napětí v ohybu

$$W_{oH} = \frac{\pi \cdot D_H^3}{32} = \frac{\pi \cdot 20,9^3 \text{ mm}}{32} = 896,5 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{oH} = \frac{M_{o2}}{W_{oH} \cdot 10^{-3}} = \frac{126 \text{ Nm}}{896,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3} = 140 \text{ MPa}$$

kde

W_{oH} [mm³] – moment průřezu v ohybu hřídele

D_H [mm] – průměr předlokové hřídele pod perem

σ_{oH} [MPa] – napětí v ohybu u hřídele

Napětí v krutu

$$W_{kH} = \frac{\pi \cdot D_H^3}{16} = \frac{\pi \cdot 20,9^3 \text{ mm}}{16} = 1792,5 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{kH} = \frac{M_{k12}}{W_{kH} \cdot 10^{-3}} = \frac{117 \text{ Nm}}{1792,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3} = 65 \text{ MPa}$$

kde

W_{kH} [mm³] – moment průřezu v krutu hřídele

τ_{kH} [MPa] – napětí v krutu u hřídele

Kontrola hřídele v kritickém místě pera pod volnoběžkou

$$\sigma_{red_H} = \sqrt{\sigma_{oH}^2 + 3 \cdot \tau_{kH}^2} = \sqrt{140^2 \text{ MPa} + 3 \cdot 65^2 \text{ MPa}} = 179 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red_o} \leq \sigma_d \Rightarrow 179 \text{ MPa} \leq 250 \text{ MPa}$$

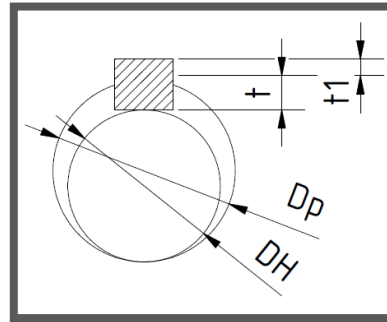
kde

σ_{red_H} [MPa] – redukované napětí u osy

σ_d [MPa] – maximální dovolené napětí

Napětí v kritickém místě je menší než dovolené napětí

-> **předloková hřídel vyhovuje**

Volba pera na předlohovém hřídeli

Obr. 46 Stanovení průměrů pod perem

Pero zajišťuje tvarový styk mezi volnoběžkou (jednosměrným ložiskem) a předlohou hřídelí. Na průměr hřídele $D_p=25$ mm předběžně volím dle ČSN 02 2562 pero 8e7x7 [18].

Síla působící na pero v hřídeli a volnoběžce

$$F_{Hp} = \frac{M_{k12}}{\frac{D_p}{2} + t} = \frac{117 \text{ Nm}}{\frac{25 \text{ mm}}{2} + 4,1 \text{ mm}} = 7,1 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{Vp} = \frac{M_{k12}}{\frac{D_p}{2} + t_1} = \frac{117 \text{ Nm}}{\frac{25 \text{ mm}}{2} + 2,9 \text{ mm}} = 7,4 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde

F_{Hp} [N] – síla působící na pero v hřídeli

F_{Vp} [N] – síla působící na pero ve volnoběžce

M_{k12} [Nm] – krouticí moment na předlohou hřídeli

D_p [mm] průměr předlohou hřídele pro pero

t [mm] – výška pera v hřídeli dle [18]

t_1 [mm] – výška pera v náboji dle [18]

Stanovení délky pera

$$l_{IH} = \frac{F_{Hp}}{p_D \cdot t} = \frac{7,1 \cdot 10^3 \text{ N}}{100 \text{ MPa} \cdot 4 \text{ mm}} = 17,1 \text{ mm}$$

$$l_{IV} = \frac{F_{Vp}}{p_D \cdot t_1} = \frac{7,4 \cdot 10^3 \text{ N}}{120 \text{ MPa} \cdot 2,9 \text{ mm}} = 18,5 \text{ mm}$$

kde

l_{IH} [mm] – délka pera v hřídeli

l_{IV} [mm] – délka pera ve volnoběžce

p_D [MPa] – dovolené napětí v tlaku dle [18]

Dle výpočtu musí být minimální délka pera 18,5 mm, **volím pero 8e7x7x20** ČSN 02 2562.

Stanovení trvanlivosti ložisek

Průměr hřídele pod ložisky je $D_p = 25$ mm. Jsou použita kuličková ložiska 6005 dle ČSN 024630, která jsou součástí „ložiskových domků“ SY-25TF [19] (obr. 47). Předlohovná hřídel je uchycena ve dvou ložiskových domcích. Ložiska jsou



Obr. 47 Předlohovná hřídel v ložiskových domcích SY-25TF

zatěžována radiálními silami F_{RA} a F_{RB} , které vycházejí z tažných sil řetězového převodu. Kontrola ložisek je prováděna v působišti největšího zatížení v podpoře B od síly $F_{RB} = 2214$ N.

Stanovení dynamického ekvivalentního zatížení

Ložisko je zatěžováno převážně radiální silou - platí vztah:

$$P_{rH} = F_{RB} = 2214 \text{ N}$$

kde

P_{rH} [N] – dynamické ekvivalentní zatížení od hřídele

F_{RB} [N] – reakční síla v podpoře B působící na ložisko

Výpočet trvanlivosti ložiska

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_{rH}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot n_H} = \left(\frac{7650 \text{ N}}{2214 \text{ N}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot 2,156 \text{ s}^{-1}} = 5,315 \cdot 10^3 \text{ h}$$

kde

L_{10h} [h] – trvanlivost zvoleného ložiska

P_{rH} [N] – dynamické ekvivalentní zatížení od hřídele

C [N] – dynamická únosnost ložiska pro zvolené ložisko [18]

n_H [s⁻¹] – otáčky předlohovné hřídele

Trvanlivost ložiska vyhovuje potřebám vozu.

6.7 Upevnění hydromotoru

6.7

Hydromotor je uchycen v držáku pomocí čtyř šroubů M6 (obr. 48). Tento držák zároveň slouží jako dopínací člen pro první řetězový převod. Výstupní hřídel



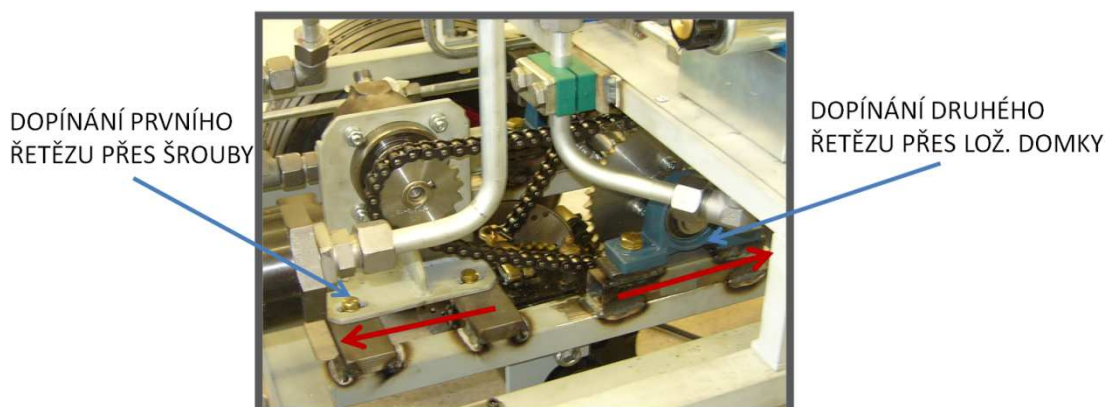
Obr. 48 Hydromotor v držáku

hydromotoru je o průměru 25 mm a je osazena drážkou pro pero 8e7x7x28 ČSN 02 2562. [18] Na hřídel hydromotoru je nasunuto osazené ozubené kolo na řetěz 08-B1 s 18 zuby. V ozubeném kole je vytvořena drážka pro pero a je zajištěno proti vysunutí šroubem M10.

6.8 Napínání řetězů

6.8

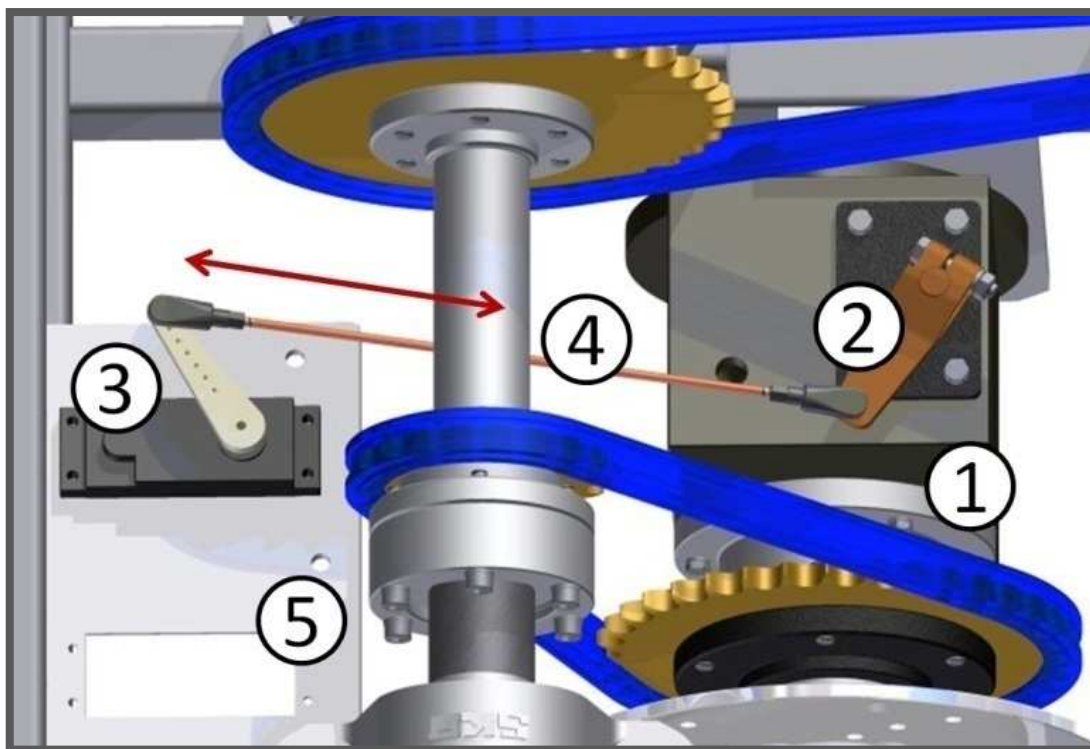
První hnací řetěz je napínán pomocí držáku hydromotoru. Držák je opatřen drážkami, ve kterých je možné hydromotor přes šrouby posouvat, čímž je zajištěno dopínání řetězu. Druhý řetěz je dopínán pomocí ložiskových domků předlohové hřídele. Pro hrubší dopínání jsou ložiskové domky podkládány podložkami a pro jemnější dopnutí je možné ložiskové domky posouvat v drážkách. Při napínání řetězů je nutné dodržet souosost celého převodu.



Obr. 49 Napínání řetězů

6.9 Řazení zpětného chodu

Převodové ústrojí (1) pro řazení zpětného chodu vozidla je součástí zadní pohonné osy. Řazení je prováděno pákou (2), která je umístěna na vrchní části převodového ústrojí a kterou je nutné překonat odpor pružiny uvnitř převodového ústrojí. Tato pružina zajišťuje stálé zařazení převodu vpřed. Při určování této tažné síly na páku byla místo výpočtu volena zkušební metoda pomocí siloměru, kdy se přes siloměr, který byl zaháknut do oka páky, řadil zpětný chod a ze stupnice byla odečítána minimální síla, potřebná pro zařazení. Při zkoušení vyšla síla 50 N. Na překonání této síly byl vybrán digitálně řízený servopohon (3), který je schopen vyvodit sílu na páce až 250 N, což pro tuto potřebu dostačuje. Servopohon je spojen s řadící pákou přes kloubové táhlo (4) a uložen v plechovém držáku (5). Pokud by síla nevyhovovala, je možné kloubové táhlo variabilně posouvat na páce servomotoru, čímž se mění tažná síla, ale za cenu změny délky chodu táhla (zkracuje se chod). Dále je možné zařadit dva servomotory sériově za sebou. Pro tuto realizaci je držák již uzpůsoben, je zde vytvořen navíc otvor pro vložení druhého servomotoru.



Obr. 50 Řazení zpětného chodu

6.10 Výroba hydromobilu

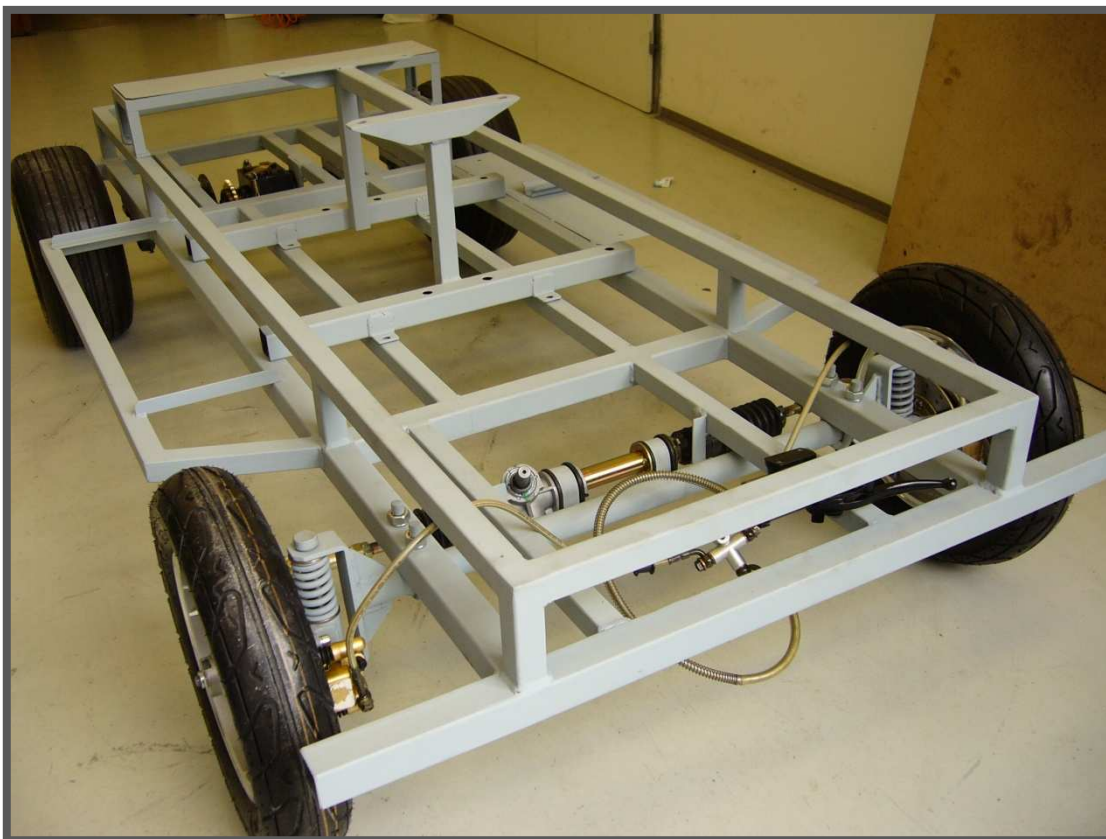
6.10

Výroba byla rozdělena do několika etap. V první etapě byl vyroben spodní rám osazený zadní osou, řízením a hydraulickými brzdami. Výroba rámu probíhala ve školních dílnách ústavu ÚK. Dále byl rám, opatřený základním nástřikem, převezen do firmy Bosch Rexroth, kde na něm byly prováděny další dokončovací práce. Technici zde namontovali veškeré hydraulické prvky a propojili je hydraulickým vedením. Probíhala zde montáž veškerých elektrických prvků na voze. Výroba karosérie probíhala u externí firmy pod vedením Ing. Ivo Magála, který provedl její designový návrh, na jehož základě jsme navrhli podpůrnou konstrukci z ocelových profilů o rozměrech (20 x 20 x 2) mm.

6.10.1 Výroba spodního rámu

6.10.1

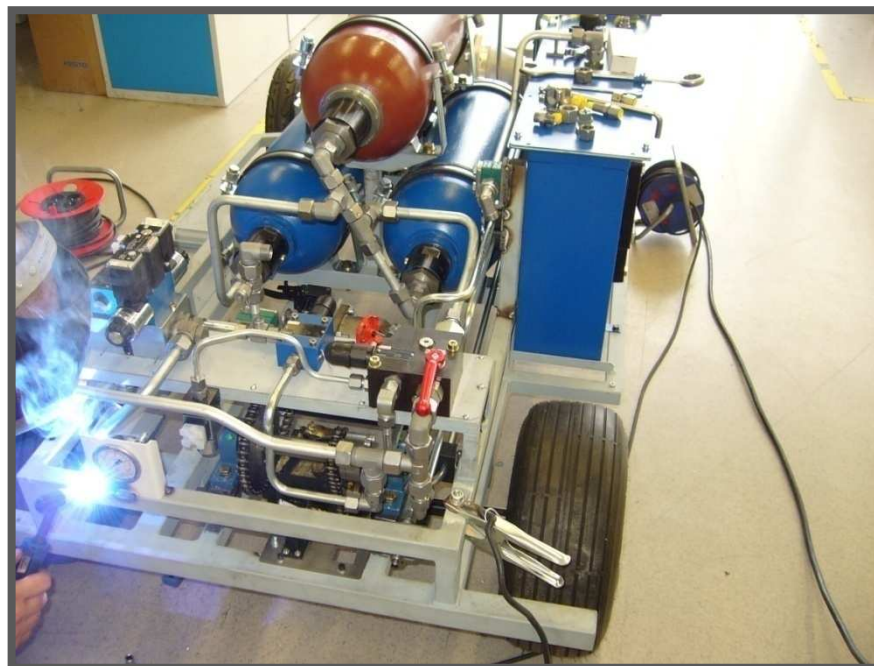
Na výrobě spodního rámu jsem spolupracoval se spoluřešitelem diplomové práce Bc. Michalem Stodolákem a s p. Konečným (zaměstnanec v dílnách ÚK, FSI), který nám pomáhal se svařováním rámu a soustružením funkčních dílů pohonu a řízení. Po kompletním dokončení byl rám opatřen základním nástřikem a sestaven dohromady. Zadní osa, jak už bylo uvedeno dříve, je použita ze čtyřkolky Ikarus 150. Dále pak hřebenové řízení je zkrácené z vozu Škoda favorit. Přední kola a kompletní hydraulické brzdy jsou použity ze skútru. Přední osa je uchycena k rámu pomocí dvou třmenů M16. Odpružení je zde řešeno pružinami vloženými nad volně uložené těhlice. Toto odpružení je plně dostačující pro vyrovnávání nerovností při jízdě po nerovné vozovce a chodníku.



Obr. 51 Spodní rám v dílně ÚK

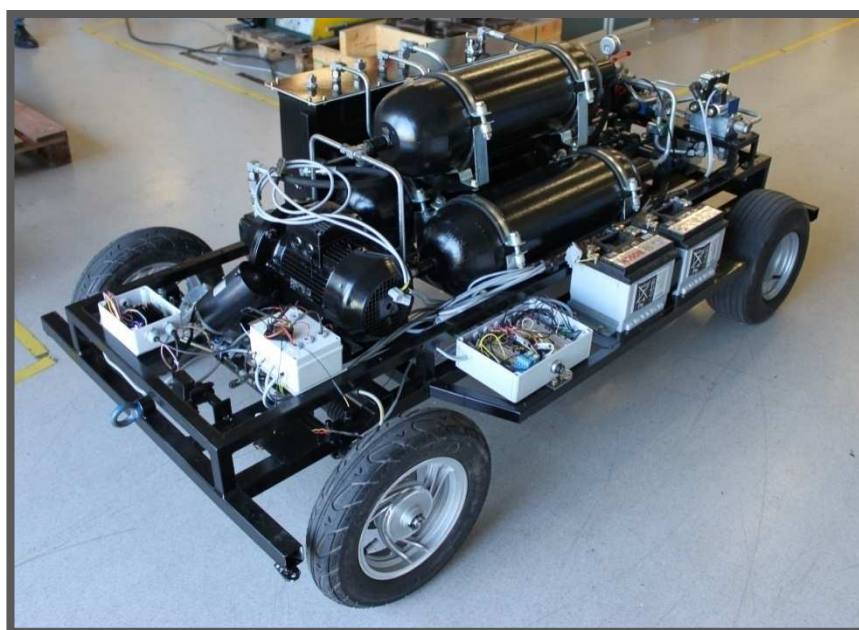
6.10.2 Výroba v Bosch Rexroth

Ve firmě Bosch Rexroth pokračovala výroba na hydraulické části hydromobilu. Jednotlivé hydraulické prvky zde byly, dle našeho rozvržení, rozmístěny na voze a následně propojeny hydraulickým potrubím. Trasy hydraulického potrubí určovali technici při montáži. Hydraulický rozvod je doplněn o centrální rozvod dusíku pro zjednodušení plnění vakových akumulátorů.



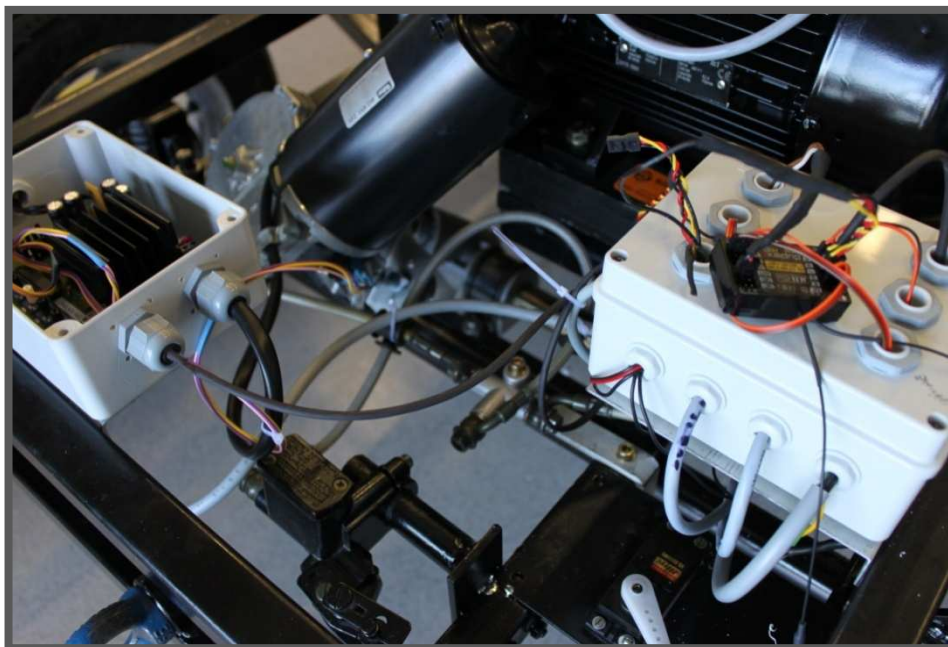
Obr. 52 Montáž hydraulické části

Po dokončení montáže hydraulické části a vyřešení upevnění servopohonů a dodatečných prvků, byl rám a vybrané hydraulické prvky opatřeny vrchním černým nástřikem. Tento nástřik provedla firma Bosch Rexroth v lakovně v areálu firmy.



Obr. 53 Konečný nástřik

Při montáži servopohonů a ostatních elektricky ovládaných prvků se prováděly drobné úpravy jejich uchycení a propojení s mechanicky ovládanými částmi vozu. Ovládání řízení a proporcionálního ventilu vyžadovalo vytvoření speciálního převodníku, abychom byli schopni jejich ovládání sesynchronizovat s RC řízením.

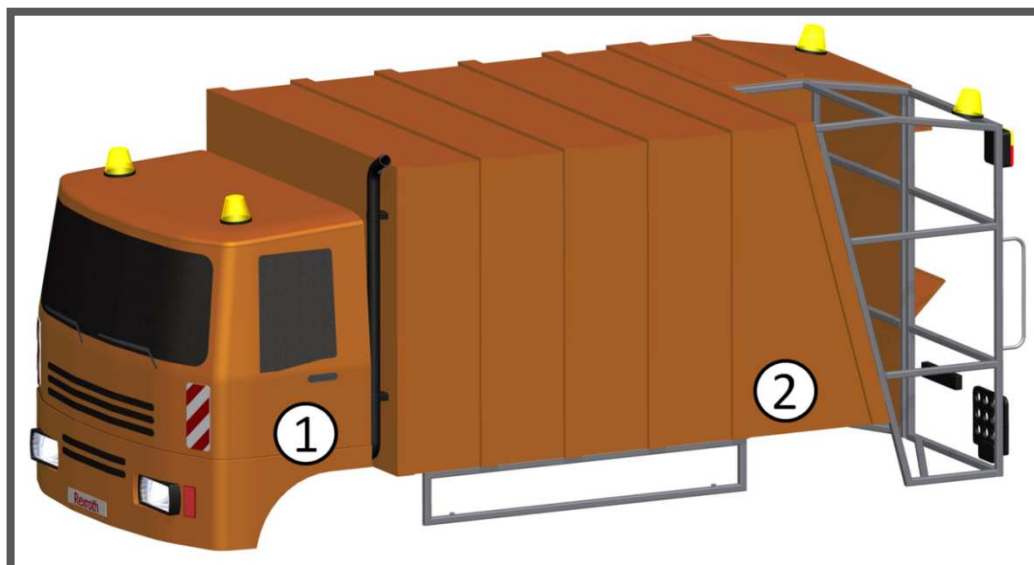


Obr. 54 Montáž elektrického ovládání

6.10.3 Konstrukce karoserie

6.10.3

Karosérii lze rozdělit na dvě základní části a to na kabinu (1) a nákladový prostor (2). Nákladový prostor je v zadní části otevírací pro ulehčení přístupu do zadní části a možnosti náhledu do vybavení vozu. Tvar a konstrukce účelně připomíná popelářské vozidlo v měřítku 1:2,5. V zadní části zobrazení je výřez, ukazující podpůrnou konstrukci karoserie.



Obr. 55 Karoserie hydromobilu

6.11 Zkušební jízdy

Zkoušení vozidla probíhalo v areálu firmy Bosch Rexroth. Probíhalo zde vyladování elektronické části, správného nastavení servomotoru řízení a brzd. Zkušební jízdy probíhaly bez (nasazené) kapotáže, jednak z důvodu probíhajících dokončovacích prací na kapotáži, dále pak pro ulehčení přístupu k jednotlivým elektronickým prvkům. Jednotlivé prvky bylo potřeba neustále upravovat a nastavovat. Jednou z dalších příčin bylo také to, že obsluha vozu je do jisté míry komplikovaná. Řízení má pomalou odezvu a pro nezaškoleného operátora je značně komplikovaným a kapotáž by se při nechtěném nárazu mohla poškodit. Největším problémem se jevilo řazení zpátečního chodu. Při řazení se řadicí páka zasekávala a v určité poloze se musela mechanicky uvolnit. Pokud se to včas nezpozorovalo, mohl shořet servomotor, který zpáteční chod ovládá. Tento problém jsme z části vyřešili výměnou pružiny v převodovce a v postupu při řazení vozu. Při řazení bylo potřeba, aby vozidlo jelo určitou rychlostí a ve správném okamžiku bylo třeba



Obr. 56 Zkušební jízda v areálu Bosch Rexroth

přehradit. Nelze řídit při nulové rychlosti vozidla. Měřili jsme maximální rychlost, která dosahovala při použití clony 5 km/h. Podle orientačních výpočtů by bez clony bylo vozidlo schopno jet až rychlostí 45 km/h, tuto variantu jsme z bezpečnostních důvodů nezkoušeli. Dále se měřil maximální dojezd vozidla, který vycházel, bez použití volnoběžky, na 500 m a pokud by byla používána, tak až 650 m. Při zatáčení se určoval minimální poloměr zatočení. Tento poloměr byl důležitý především pro určení zkušební plochy na veletržišti. Tato plocha byla omezená a při větším poloměru by bylo manévrování zkomplikováno a plocha by musela být upravena. To nebylo zapotřebí, neboť se ukázalo, že minimální poloměr je 2,5 m, což pro naše potřeby plně dostačovalo.

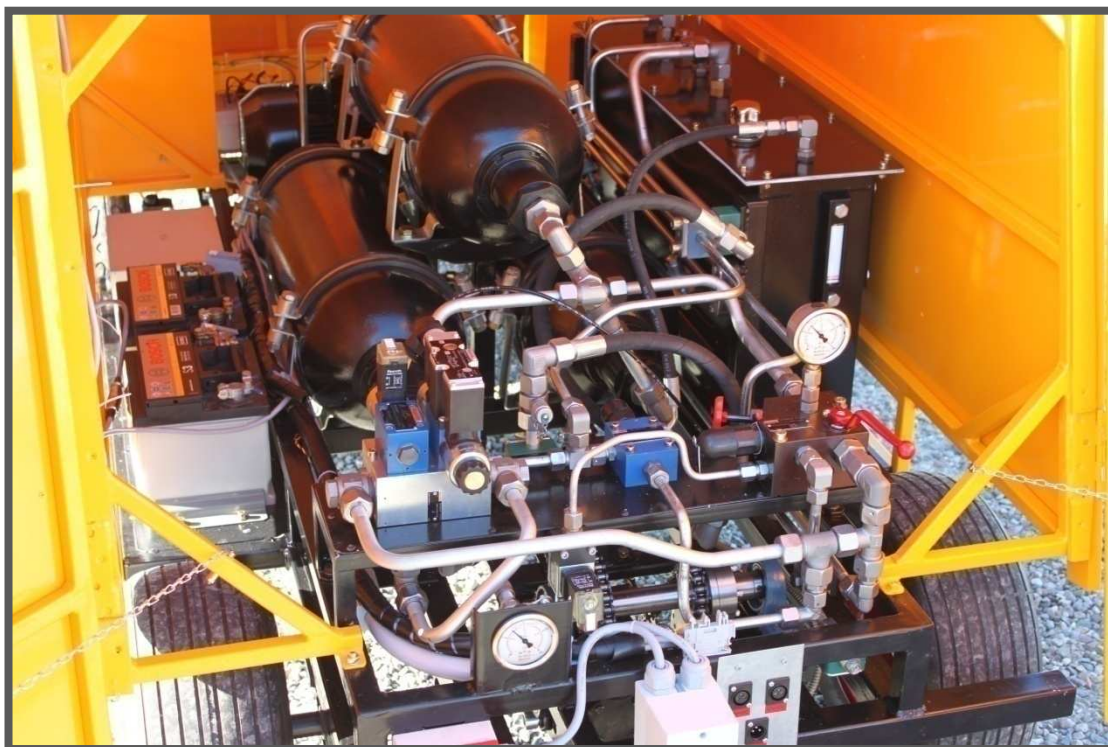
6.12 Vozidlo připravené na veletrh

6.12

Po kompletním nastavení všech funkčních a ovládacích částí a po připevnění karoserie bylo vozidlo připraveno na Mezinárodní strojírenský veletrh v Brně, který se konal 3 - 7. 10. 2011.



Obr. 58 Dokončené vozidlo s otevřenou zadní částí



Obr. 57 Náhled dovnitř vozu

7 ZÁVĚR

7.1 Rozbor práce

V této diplomové práci je řešen návrh a výpočet jednotlivých částí vozidla, poháněného tlakovou kapalinou. Nejprve byl vytvořen návrh konstrukce vozidla a princip hydraulického pohonu. Nosný rám vozidla je vyroben z ocelových čtyřhranných profilů. Rám je v přední části osazen zkráceným hřebenovým řízením z automobilu Škoda Favorit. Základ zadního pohonu tvoří upravená osa ze čtyřkolky Ikarus 150. Tato osa byla rozdělena z původně obou současně poháněných kol na pohon pouze jednoho kola. Druhé zadní kolo je vlečené. Vyřešila se tím nutnost použít diferenciální převodovku v případě obou hnaných kol. V přední části jsou použita kola skútrová a v zadní kola univerzální, běžně používaná u zahradních malotraktorů. Hydraulické brzdy, použité ze čtyřkolek, jsou rozděleny do zadního a předního brzdového okruhu. Vozidlo pohání axiální pístový hydromotor o objemu 16 cm^3 , který vytváří krouticí moment až 56 Nm . Tento krouticí moment je přenášen dvoustupňovým řetězovým převodem na zadní hnané kolo. Poté, co byl propočítán řetězový převod, který byl lehce poddimenzován z důvodu snahy o menší hmotnosti převodu. Následoval výpočet hřídelí a ložisek. Žádná ze součástí pohonu nebyla počítána na únavu materiálu, protože se jedná o prototyp vozidla, který naježdí jen několik desítek hodin. Maximální rychlost vozu je omezena na 5 km/h . Maximální tlak v obvodu dosahuje 250 bar . Bezpečnost hydraulického obvodu je zajištěna trojicí bezpečnostních prvků v obvodu a to bezpečnostním blokem za hydraulickými akumulátory, prepouštěcím a bezpečnostním ventilem. Veškeré hydraulické prvky, použité v hydromobilu, dodala firma Bosch Rexroth, která podporovala celý projekt. Veškeré výpočty a konstrukce jednotlivých částí navazují na práci mého kolegy Bc. Michala Stodoláka [20]. Výroba vozidla, kromě rámu (ten byl vyráběn v dílnách ÚK), probíhala ve firmě Bosch Rexroth. Na realizaci vozidla jsem se aktivně podílel s kolegou. V průběhu prací operativně řešili a konzultovali vyskytlé problémy s naším vedoucím prof. RNDr. Ing. Josefem Nevrlým, CSc. a zaměstnanci firmy Bosch Rexroth.

7.2 Zhodnocení projektu

Byl navržen a zkonstruován funkční prototyp vozidla-hydromobilu. Prototyp byl konstruován a vyráběn ve zkráceném termínu od 1. 3. 2011 do 3. 10. 2011, neboť jeho dokončení bylo limitováno začátkem Mezinárodního strojírenského veletrhu. Na Mezinárodním strojírenském veletrhu v Brně, konaném ve dnech 3. – 7. 10. 2011, byl hydromobil s úspěchem předváděn. Vozidlo prezentovalo funkční systém zapojení hydraulické rekuperace u těžkých nákladních vozidel, za což sklídilo veliký ohlas, jak od účastníků veletrhu, tak od firmy Bosch Rexroth, čímž byly splněny veškeré cíle práce. Zájem o projekt hydromobilu projevil média i tisk, byli jsme pozváni do televizního vysílání, v Technickém týdeníku o nás vyšel článek. V současné době je vozidlo vystaveno ve firmě Bosch Rexroth.

7.3 Návrh úprav do budoucna

Při dalším zdokonalování hydromobilu by bylo vhodné provést celkové odlehčení rámu (například výrobou z hliníkových slitin). Dále by se dala zlepšit

ovladatelnost vozu, především úpravou zatáčení. Zatáčení, instalované na tomto prototypovém vozidle, má pomalou odezvu řízení a pro nezaškoleného operátora je značně problematické. Při zatočení je vždy nutné určitý časový okamžik počkat, než kola zatočí, aby se pokračovalo požadovaným směrem. Tento problém by se mohl vyřešit například výměnou rychlejšího servomotoru zatáčení. Hlavní úpravy by bylo možné provést na hydraulickém okruhu a to především v oblasti vhodnějšího výběru jednotlivých hydraulických členů, pro zvýšení účinnosti celého okruhu. Tento výběr by se prováděl například na základě matematického modelu, vypracovaného na základě funkčních charakteristik hydraulických prvků. Současný hydraulický obvod je sestaven z hlediska funkčního bez ohledu na účinnost a ztráty v obvodu. Při dalších úpravách na voze, při zvýšení maximální rychlosti, za předpokladu vylepšeného zatáčení, by se dalo uvažovat o zapojení první fáze rekuperace do hydraulického obvodu, tou by bylo akumulování kinetické energie z brzdění.



Obr. 59 Foto hydromobil

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] NEVRLÝ, J., *Rekuperace kinetické energie těžkých užitkových vozidel s cyklickým provozem*. VUT v Brně, Ústav konstruování. Brno, únor 2011, 160s.
- [2] Bosch Rexroth. *Hydraulic Hybrids from Rexroth: Hydrostatic Regenerative Braking System HRB*. [online]. [cit. 2012-03-11]. Dostupný z URL: <http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/download/index.jsp?object_nr=RE98310>
- [3] VODÁK, M.: *Rekuperace energie při brzdění a rozjezdu vozidel*. Brno, 2010. 34s. Bakalářská práce na Strojní fakultě Vysokého Učení Technického v Brně na katedře Konstruování. Vedoucí bakalářské práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý CSc.
- [4] LINZUS, E., Bosch Rexroth. *HRB – Hydrostatic Regenerative Braking Systém: The Hydraulic Hybrid Drive from Bosch Rexroth*. [online]. [cit. 2012-02-20]. Dostupný z URL: <http://www.iswa.org/uploads/tx_iswaknowledgebase/Lindzus.pdf>
- [5] BECK, M. a kol. *Das hydrostatisch regenerative Bremssystem von Rexroth*. Hamburg, 19. červen 2008. Interní texty Bosch Rexroth.
- [6] MARKUS, G., a kol. *Put the Brake on Costs and Preserve the Environment with Hydraulic Hybrid Drive*. [online]. [cit. 2012-04-05] Dostupný z URL : <<http://www.atzonline.com/index.php;do=show/site=a4e/sid=c2ff722e13dae8581362267cc0e45e71/alloc=3/id=9668>>
- [7] INDRUCH, J.: *Stend pro analýzu rekuperace energie v experimentálním vozidle*, Brno, 2010. 119s. Diplomová práce práce na Strojní fakultě Vysokého Učení Technického v Brně na katedře Konstruování. Vedoucí bakalářské práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý CSc.
- [8] SCOT, D. – YAMAGUCHI, J. *Regenerative braking for buses gives big fuel saving*, International Viewpoints, 1984.
- [9] Volvo B10R. Obrázek. [online]. Dostupný z URL: <<http://dayerses.com/photos/volvo-b10-r/12/>>
- [10] Bosch Rexroth, s.r.o. *Hydrostatický regenerativní brzdový systém HRB pro nákladní vozy a mobilní pracovní stroje*. Interní dokumentace (drive & kontrol), 2 Vydání, Brno, 2009.
- [11] Mercedes-Benz Actros. Obrázek. [online]. Dostupný z URL: <<http://www.trucks.nl/VehicleDetail.asp?vehicleid=1579550&languageid=1>>

- [12] VDZ spol. s.r.o. *Výroba a prodej disků a kol pro manipulační a zemědělskou techniku*. [online]. [cit. 2012-03-12]. Dostupný z URL:
< <http://www.vdz.cz/introduction.php?>>
- [13] AUTO M&M. *Cinske díly.cz*. [online]. [cit. 2012-04-10].
Dostupný z URL:<<http://cinskedily.cz/eshop/index.php?motor,69>
- [14] VŠB-Technická Univerzita Ostrava. *Pohyb silničních vozidel*.
[online]. [cit. 2012-03-20]. Dostupný z URL:
<homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/2_4.pdf>
- [15] Bosch Rexroth, s.r.o. *Axial Piston Fixed Motor A2FM*.
Interní dokumentace Bosch Rexroth.
- [16] Bosch Rexroth, s.r.o. *Vakový akumulátor – Typ HAB*.
Interní dokumentace Bosch Rexroth.
- [17] ŘETĚZY VAMBERK – *Volba válečkového řetězu* [online]. 2007
[cit. 2012-04-20] Dostupné z WWW:
<retezy-vam.com/pdf/volba_valeckoveho.pdf>
- [18] LEINVEBER, J; ŘASA, J; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*, 3. vydání. Praha:
Pedagogické nakladatelství Scientia, s.r.o., 2000. 985s ISBN 80-7183-164-6
- [19] SKF [online]. 2012 [cit. 2012-05-03]. Dostupné z WWW:
<skf.com/portal/skf_cz/home>
- [20] STODOLÁK, M. *Hydromobil – Návrh mechanicko – hydraulické rekuperace kinetické energie automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 72 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.

9 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

| | |
|---|----|
| Obr. 1 Hydromobil | 13 |
| Obr. 2 Rozdělení akumulátorů dle hustoty energie a výkonu [2] | 14 |
| Obr. 3 Rozdělení akumulátorů dle hustoty energie a výkonu [2] | 15 |
| Obr. 4 Prvky sériového zapojení HRB [7] | 16 |
| Obr. 5 Schéma tlakování akumulátorů při sériovém zapojení [5]..... | 17 |
| Obr. 6 Brzdění u vysokozdvizného vozíku při sériovém zapojení HRB [7]..... | 17 |
| Obr. 7 Schéma využívání tlakové energie [5] | 18 |
| Obr. 8 Rozjezd u vysokozdvizného vozíku u sériového zapojení HRB [7]..... | 18 |
| Obr. 9 Komponenty pro paralelní zapojení HRB [2] | 19 |
| Obr. 10 Schéma tlakování při paralelním zapojení HRB [6] | 20 |
| Obr. 11 Tlakování akumulátoru při brzdění u popelářského vozu při paralelním zapojení HRB [4].. | 20 |
| Obr. 12 Schéma rozjezdu při paralelním zapojení HRB [6] | 21 |
| Obr. 13 Využití tlakové energie při rozjezdu u popelářského vozu při paralelním zapojení HRB [4] | 21 |
| Obr. 14 Upravovaný autobus Volvo B10R [9] | 22 |
| Obr. 15 Rekuperace se setrvačnickem [8] | 22 |
| Obr. 16 Automobil na svoz komunálního odpadu Mercedes Actros [11] | 23 |
| Obr. 17 První varianta s jezdcem | 27 |
| Obr. 18 Hlavní rozměry první varianty | 28 |
| Obr. 19 Varianta druhá bez jezdce s rádiovým řízením..... | 29 |
| Obr. 20 Konečná varianta provedení hydromobilu s kapotáží..... | 30 |
| Obr. 21 Konečná varianta provedení hydromobilu bez kapotáže | 30 |
| Obr. 22 Hlavní rozměry konečné varianty hydromobilu bez kapotáže..... | 31 |
| Obr. 23 Schéma hydraulického zapojení hydromobilu | 32 |
| Obr. 24 Směr proudění kapaliny při tlakování akumulátorů..... | 35 |
| Obr. 25 Směr proudění kapaliny při rozjezdu a jízdě hydromobilu | 36 |
| Obr. 26. Hydromotor 16 cm ² [15] | 38 |
| Obr. 27 Hydraulicko-pneumatický vakový akumulátor [16] | 39 |
| Obr. 28 Ventilový blok..... | 40 |
| Obr. 29 Pojistný blok | 40 |
| Obr. 30 Pojistný ventil | 41 |
| Obr. 31 Zubové čerpadlo s elektromotorem..... | 41 |
| Obr. 32 Držák hydraulických prvků..... | 41 |
| Obr. 33 Držák hydraulických akumulátorů..... | 42 |
| Obr. 34 Olejová nádoba..... | 42 |
| Obr. 35 Rozmístění hydraulických prvků | 43 |
| Obr. 36 Zadní převod hydromobilu..... | 44 |
| Obr. 37 Řetězový převod instalovaný na voze..... | 44 |
| Obr. 38 Schéma řetězového převodu | 45 |
| Obr. 39 Zadní osa se zpátečkou | 51 |
| Obr. 40 Pravá hnací osa..... | 51 |
| Obr. 41 Levá hnaná osa..... | 52 |
| Obr. 42 Reakční momenty v místě pod ložiskem | 52 |
| Obr. 43 Ložiskový domek SY-30TF..... | 54 |
| Obr. 44 Řez předlohou hřídelí..... | 55 |
| Obr. 45 Výsledné vrubové účinky na předlohou hřídelí | 56 |
| Obr. 46 Stanovení průměrů pod perem | 59 |
| Obr. 47 Předlohou hřídel v ložiskových domech SY-25TF..... | 60 |
| Obr. 48 Hydromotor v držáku | 61 |

| | |
|--|----|
| Obr. 49 Napínání řetězů | 61 |
| Obr. 50 Řazení zpětného chodu | 62 |
| Obr. 51 Spodní rám v dílně ÚK | 63 |
| Obr. 52 Montáž hydraulické části | 64 |
| Obr. 53 Konečný nástřik | 64 |
| Obr. 54 Montáž elektrického ovládání | 65 |
| Obr. 55 Karoserie hydromobilu | 65 |
| Obr. 56 Zkušební jízda v areálu Bosch Rexroth | 66 |
| Obr. 57 Náhled dovnitř vozu | 67 |
| Obr. 58 Dokončené vozidlo s otevřenou zadní částí | 67 |
| Obr. 59 Foto hydromobil | 69 |

10 SEZNAM TABULEK

| | |
|---|----|
| Tab. 1 Komponenty obsažené v hydraulickém schématu | 34 |
|---|----|

11 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN**11**

| Zkratka | Význam |
|----------------|--|
| 3D | trojrozměrný |
| VUT | Vysoké učení technické v Brně |
| FSI | Fakulta strojního inženýrství |
| ÚK | Ústav konstruování |
| HRB | hydrostatický regenerativní brzdový systém (Hydrostatic regenerative braking system) vyvinutý firmou Bosch Rexroth |
| MSV | Mezinárodní strojírenský veletrh |
| ND | nízkotlaký vakový akumulátor |
| HD | vysokotlaký vakový akumulátor |
| HG | hydrogenerátor |
| HM | hydromotor |
| RC | radio control |

Symbole a veličiny jsou vždy vypsány u příslušných vztahů.

12 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1: Určení koeficientu „F“ pro stanovení skutečné osové vzdálenosti kol

Příloha č. 2: Technické údaje evropských válečkových řetězů

Příloha č. 3: Výkresová dokumentace hydromobilu

Příloha č. 1: Určení koeficientu „F“ pro stanovení skutečné osové vzdálenosti kol**TABULKA G - Koeficient „F“**

| $\frac{x - z_1}{z_2 - z_1}$ | F | $\frac{x - z_1}{z_2 - z_1}$ | F | $\frac{x - z_1}{z_2 - z_1}$ | F | $\frac{x - z_1}{z_2 - z_1}$ | F |
|-----------------------------|--------|-----------------------------|--------|-----------------------------|--------|-----------------------------|--------|
| 12,00 | 0,8106 | 2,90 | 0,8116 | 1,37 | 0,8215 | 1,190 | 0,8310 |
| 11,00 | 0,8106 | 2,80 | 0,8118 | 1,36 | 0,8219 | 1,180 | 0,8318 |
| 10,00 | 0,8107 | 2,70 | 0,8119 | 1,35 | 0,8222 | 1,170 | 0,8326 |
| 9,00 | 0,8107 | 2,60 | 0,8121 | 1,34 | 0,8226 | 1,160 | 0,8336 |
| 8,00 | 0,8107 | 2,50 | 0,8123 | 1,33 | 0,8230 | 1,150 | 0,8346 |
| 7,00 | 0,8108 | 2,40 | 0,8125 | 1,32 | 0,8234 | 1,140 | 0,8358 |
| 6,00 | 0,8108 | 2,30 | 0,8127 | 1,31 | 0,8238 | 1,130 | 0,8372 |
| 5,00 | 0,8109 | 2,20 | 0,8130 | 1,30 | 0,8243 | 1,120 | 0,8387 |
| 4,80 | 0,8109 | 2,10 | 0,8134 | 1,29 | 0,8248 | 1,110 | 0,8405 |
| 4,60 | 0,8109 | 2,00 | 0,8138 | 1,28 | 0,8253 | 1,100 | 0,8425 |
| 4,40 | 0,8110 | 1,90 | 0,8143 | 1,27 | 0,8258 | 1,090 | 0,8448 |
| 4,20 | 0,8110 | 1,80 | 0,8150 | 1,26 | 0,8264 | 1,080 | 0,8474 |
| 4,00 | 0,8110 | 1,70 | 0,8158 | 1,25 | 0,8270 | 1,070 | 0,8503 |
| 3,60 | 0,8112 | 1,50 | 0,8185 | 1,23 | 0,8282 | 1,058 | 0,8544 |
| 3,40 | 0,8113 | 1,40 | 0,8207 | 1,22 | 0,8289 | 1,056 | 0,8551 |
| 3,20 | 0,8114 | 1,39 | 0,8209 | 1,21 | 0,8295 | 1,054 | 0,8559 |
| 3,00 | 0,8115 | 1,38 | 0,8212 | 1,20 | 0,8302 | 1,052 | 0,8567 |

Příloha č. 2: Technické údaje evropských válečkových řetězů

Vybrané technické údaje evropských jednořadých, dvouřadých a třířadých válečkových řetězů.
(Výběr z DIN 8187-1, ISO 606:2004 a ČSN 02 3311)

| označení řetězu | rozteč p (mm) | vnitřní šířka b_1 (mm) | průměr válečku d_1 (mm) | rozteč řad řetězu e (mm) | síla při přetržení F_B (kN) | délková hmotnost ρ_l (kg·m ⁻¹) | plocha kloubu S (mm ²) |
|--------------------|-----------------------|-----------------------------------|------------------------------------|-------------------------------------|--|--|---|
| 05 B-1 | 8,000 | 3,00 | 5,00 | – | 5,0 | 0,2 | 11 |
| 05 B-2 | | | | 5,64 | 7,8 | 0,4 | 22 |
| 05 B-3 | | | | | 11,1 | 0,5 | 33 |
| 06 B-1 | 9,525 | 5,72 | 6,35 | – | 9,0 | 0,4 | 28 |
| 06 B-2 | | | | 10,24 | 16,9 | 0,8 | 56 |
| 06 B-3 | | | | | 24,9 | 1,2 | 84 |
| 08 B-1 | 12,700 | 7,75 | 8,51 | – | 18,0 | 0,7 | 50 |
| 08 B-2 | | | | 13,92 | 32,0 | 1,3 | 101 |
| 08 B-3 | | | | | 47,5 | 2,0 | 151 |
| 10 B-1 | 15,875 | 9,65 | 10,16 | – | 22,4 | 0,9 | 67 |
| 10 B-2 | | | | 16,59 | 44,5 | 1,8 | 134 |
| 10 B-3 | | | | | 66,7 | 2,8 | 202 |
| 12 B-1 | 19,050 | 11,68 | 12,07 | – | 29,0 | 1,2 | 89 |
| 12 B-2 | | | | 19,46 | 57,8 | 2,5 | 179 |
| 12 B-3 | | | | | 86,7 | 3,8 | 268 |
| 16 B-1 | 25,400 | 17,02 | 15,88 | – | 60,0 | 2,6 | 210 |
| 16 B-2 | | | | 31,88 | 110,0 | 5,2 | 421 |
| 16 B-3 | | | | | 165,0 | 7,7 | 631 |
| 20 B-1 | 31,750 | 19,56 | 19,05 | – | 95,0 | 3,8 | 296 |
| 20 B-2 | | | | 36,45 | 170,0 | 7,5 | 591 |
| 20 B-3 | | | | | 250,0 | 11,2 | 887 |
| 24 B-1 | 38,100 | 25,40 | 25,40 | – | 160,0 | 7,0 | 554 |
| 24 B-2 | | | | 48,36 | 280,0 | 13,9 | 1 109 |
| 24 B-3 | | | | | 425,0 | 20,7 | 1 663 |
| 28 B-1 | 44,450 | 30,99 | 27,94 | – | 200,0 | 9,1 | 739 |
| 28 B-2 | | | | 59,56 | 360,0 | 18,0 | 1 479 |
| 28 B-3 | | | | | 530,0 | 27,0 | 2 218 |
| 32 B-1 | 50,800 | 30,99 | 29,21 | – | 250,0 | 9,7 | 810 |
| 32 B-2 | | | | 58,55 | 450,0 | 19,0 | 1 621 |
| 32 B-3 | | | | | 670,0 | 28,3 | 2 431 |
| 40 B-1 | 63,500 | 38,10 | 39,37 | – | 380,0 | 16,8 | 1 275 |
| 40 B-2 | | | | 72,29 | 630,0 | 33,5 | 2 550 |
| 40 B-3 | | | | | 950,0 | 43,3 | 3 825 |
| 48 B-1 | 76,200 | 45,72 | 48,26 | – | 600,0 | 25,9 | 2 061 |
| 48 B-2 | | | | 91,21 | 1 000,0 | 48,6 | 4 123 |
| 48 B-3 | | | | | 1 500,0 | 72,5 | 6 184 |